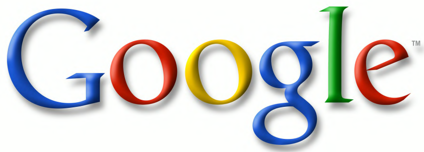


HILFSBUCH

FÜR

DAMPFMASCHINEN-TECHNIKER

VON

JOSEF HRABÁK

II.

THEORETISCHER TEIL

HILFSBUCH

FÜR

DAMPFMASCHINEN-TECHNIKER

HERAUSGEGEBEN

VON

JOSEF HRABÁK

K. K. HOFRAT, EMER. PROFESSOR DER K. K. BERGAKADEMIE IN PŘIBRAM.

VIERTE AUFLAGE.

MIT IN DEN TEXT GEDRUCKTEN FIGUREN.

ZWEITER BAND.

THEORETISCHER TEIL.



BERLIN

VERLAG VON JULIUS SPRINGER

1906.

DRUCK VON H. S. HERMANN IN BERLIN.

Vorerinnerung zu dem „Theoretischen Teile" des Hilfsbuches

(Vor dem Gebrauche des „Theoretischen Teiles" zu lesen.)

Der „Practische Teil" des „Hilfsbuches für Dampfmaschinen-Techniker", welcher als Tabellenwerk die fertigen wesentlichsten Daten für alle Hauptgattungen von Dampfmaschinen enthält, ist mit der demselben vorausgeschickten „Einleitung" für die Anwendung an und für sich verständlich.

Der vorliegende „Theoretische Teil" entwickelt zunächst die theoretischen Principien, specialisiert dieselben sodann für die Anwendung in bezug auf alle Maschinengattungen, mit möglichster Rücksicht auf alle vorkommenden Verhältnisse und bildet sonach nicht bloß die Grundlage, sondern zugleich eine wesentliche Ergänzung des „Practischen Teiles".

Dieser theoretische Teil enthält in den ersten drei Abschnitten die eigentliche Theorie, welche in der Entwicklung der sog. Spannungs-Coëfficienten (zur Ermittlung der „indicierten" Spannung) und in den zugehörigen speciellen Untersuchungen für Mehrcylinder-Maschinen gipfelt. Damit diese „eigentliche Theorie" von denjenigen, die sich damit ins Detail eben nicht befassen wollen, ohne Beeinträchtigung des Verständnisses übergangen werden könne, enthält der IV. Abschnitt in § 45 und 46 eine leicht verständliche Recapitulation des Vorhergehenden; auch sind die numerischen Ergebnisse der eigentlichen Theorie (I. und II. Abschnitt) unter der Aufschrift „Theoretische Tabellen", zugleich mit den „Tabellen für die Anwendung" dem theoretischen Teile rückwärts (mit besonderer Pagination in fetten Ziffern) angehängt, sodaß man behufs vollständiger Orientierung in diesem „Theoretischen Teile" ohne weiteres mit dem IV. Abschnitte beginnen kann, in welchem die sämtlichen Relationen für die Ausmittlung der Dampfmaschinen einschließlich des Dampfconsums abgeleitet sind. Hat man aber von dem Inhalte des IV. Abschnittes einmal gehörig Notiz genommen, so erübrigt für die eigentliche Anwendung lediglich die Handhabung des V. Abschnittes, welcher eben die Überschrift „Anwendung der theoretischen Resultate" trägt.

Nur in dieser Weise, welche allerdings so manche Wiederholung des bereits an anderem Orte Gesagten unvermeidlich machte, wurde es ermöglicht, die Benützung dieses Buches trotz seines unumgänglich bedeutenderen Umfanges für Interessenten jeder Art ganz bequem zu machen.

Die Motive, welche den Verfasser bei der Ausarbeitung des Werkes einschließlich dieses theoretischen Teiles geleitet haben, sind aus dem Vorworte zu der ersten, zweiten, dritten und vierten Auflage anfangs des „Practischen Teiles" des Hilfsbuches zu entnehmen.

Inhalts-Verzeichnis

des „Theoretischen Teiles" des Hilfsbuches.

I. ABSCHNITT.

Einleitender Teil.

II. ABSCHNITT.

Theoretische Bestimmung der indicierten Spannung und Wirkung der Eincylinder-Dampfmaschinen.

III. ABSCHNITT.

Theoretisches über Mehrcylinder-Maschinen (Verbund-Maschinen).

IV. ABSCHNITT.

Ableitung der Relationen für die Ausmittlungen bei Dampfmaschinen einschliefslich des Dampfconsums.

V. ABSCHNITT.

Anwendung der theoretischen Resultate.

TABELLEN

zu dem „Theoretischen Teile" des Hilfsbuches.

(Separat mit **fetten** Ziffern paginiert.)

I. ABSCHNITT.

Einleitender Teil.

1. KAPITEL.

Der Wasserdampf und die Wärmeverhältnisse desselben.

§ 1.

Der atmosphärische Dampf. Messung der Temperatur, Spannung und Wärmemenge. Aequivalenz von Wärme und Arbeit.

Wenn man in einem offenen, d. h. mit der atmosphärischen Luft communicierenden Gefäße dem Wasser*) Wärme zuführt, so steigt dessen Temperatur allmählich bis zu einer gewissen Höhe, bei welcher eine heftige Dampfentwicklung (zum Unterschiede von der langsamen Verdunstung, welche bei jeder Temperatur stattfindet) beginnt, welche bei fortgesetzter Wärmezuführung (Heizung) fortdauert, ohne daß jene gewisse Temperatur auch nur im mindesten geändert würde; das Wasser siedet in einem offenen Gefäße bei constant bleibender Temperatur, welche auch der demselben entsteigende Dampf besitzt. Diese constante Siedetemperatur ist aber desto größer, je größer der jeweilige Druck der atmosphärischen Luft, welchen der gebildete Dampf zu überwinden hat, d. h. je höher der jeweilige Barometerstand ist. Auf hochgelegenen Orten siedet das Wasser bei geringerer Temperatur als in niederer Lage, so daß bekanntlich in hohem Gebirge gewisse Fleischarten (ohne den Papinischen Topf) nicht gar gekocht werden können, obwohl dies in der tieferen Lage anstandslos der Fall ist.

Bei einer gewissen Größe des äußeren Luftdruckes, d. h. bei einem gewissen Barometerstande, hat aber die Temperatur des kochenden Wassers und eo ipso seine Spannung einen ganz bestimmten Wert. Demnach hat man für eine conventionelle Annahme des „normalen" Luftdruckes, und zwar desjenigen, welcher im Jahresdurchschnitte in dem Niveau der Meeresfläche herrscht, 1,0333 Kgr. pro Qu.-Centim. beträgt und welchem ein „normaler Barometerstand" von 760 Millimeter Quecksilber (10,333 m Wasser) entspricht, erstlich diesen Druck, oder diese Luftspannung als Einheit zur Messung anderer Drücke und Spannungen angenommen, und nennt diese Einheit eine (alte) „Atmosphäre". Man hat ferner die hiermit fixierte Siedetemperatur des Wassers, also die Temperatur des „atmosphärischen Dampfes" — ebenso wie die fixe Schmelztemperatur des Eises — als einen normalen Punkt (Siedepunkt, Eispunkt) für Temperaturmessungen angenommen, bezw. auf Grund dieser beiden fixen Punkte die üblichen Thermometer construiert, indem man den Temperaturunterschied zwischen den bezeichneten Normalpunkten nach Celsius in 100 gleiche Intervalle als Temperaturgrade**) teilt und diese Ein-

*) Das Wasser wird hier stets chemisch rein vorausgesetzt.

**) Das bürgerliche Thermometer nach Réaumur hat zwischen dem Siedepunkte und Eispunkte 80 und das Fahrenheit'sche 180 Grade; der Nullpunkt des letzteren liegt außerdem 32° unter dem Eispunkte, so daß hiernach der Siedepunkt des Wassers mit 212° bezeichnet ist.

teilung über dem Siedepunkte und unter dem Eispunkte nach Belieben fortsetzt. Die Anzahl dieser Temperaturgrade von dem Eispunkte als Nullpunkt gezählt, bezeichnen wir für die Angabe der Temperatur irgend eines Körpers mit t.

Die hiermit fixierte „alte" Annahme der atmosphärischen Spannung (an der Meeresfläche), also der sogen. „alten" Atmosphäre, blieb für die Fixierung der Thermometer-Skala auch nach der Einführung des metrischen Systems aufrecht; hingegen hat man zur Messung der Spannungen die „alte" Annahme der Atmosphäre im Betrage von 1,0333 kg pro Qu.-Centim. für technische Zwecke, insbesondere für die Dampfmaschinen auf 1 Kgr. pro Qu.-Centim. abgerundet und nennt diese (gegen die „alte" etwas kleinere) Einheit die „neue" oder die „metrische" Atmosphäre. Dieselbe entspricht einem Barometerstande von 735,5 (anstatt 760) Millim. Quecksilber oder 10 (anstatt 10,333) Meter Wassersäule; die Temperatur des atmosphärischen Dampfes nach dieser Annahme beträgt 99,09 (anstatt 100) Grade nach Celsius.

Mit der Messung der Temperatur (nach Graden Celsius) ist im Zusammenhange die Messung der Wärmemengen, als Größen. Die Erwärmung einer bestimmten Wassermenge (der Gewichtseinheit desselben) um das erste Intervall des (Celsius-) Thermometers (also von 0° auf 1° Cels.) beansprucht die Aufnahme einer ganz bestimmten Wärmemenge, welche die Wärmecapacität des Wassers von 0 auf 1° C. ist und (als bestimmte Größe derselben Art) zur Messung anderer Wärmemengen als Einheit angenommen wird. Man nennt dieses Wärmemaß die „Wärme-Einheit" oder „Calorie", — für 1 Kgr. insbesondere die metrische Calorie. Alle Wärmemengen werden somit in „Calorien" ausgedrückt. —

Wärme und Arbeit sind äquivalente Größen; durch Arbeit (oder lebendige Kraft) kann Wärme, durch Wärme Arbeit (oder lebendige Kraft) erzeugt werden; Wärme ist eben als Arbeit oder lebendige Kraft der inneren Molecularbewegung im Gegensatze zu der äußeren (mechanischen) Arbeit oder lebendigen Kraft der Massenbewegung eines Körpers aufzufassen. Und sonach kann Arbeit oder lebendige Kraft der einen Art in Arbeit oder lebendige Kraft der andern Art übergehen, d. h. verwandelt oder umgesetzt werden, ohne daß an der Gesamt-Arbeit bezw. an dem Gesamt-Arbeitsvermögen (Energie) auch nur das Mindeste geändert wird (Princip der „Erhaltung der Arbeit", alias „Erhaltung der Energie"). In dieser Weise entspricht auch der Wärmeeinheit (Calorie) als bestimmter Wärmemenge eine bestimmte mechanische Arbeit, deren Größe k bisher nur auf empirischem Wege festgesetzt werden konnte; man nennt diese Arbeitsgröße das „mechanische Wärmeäquivalent" oder den „Arbeitswert der Wärmeeinheit". Umgekehrt nennt man diejenige Wärmemenge A (in Calorien), welche der Arbeitseinheit entspricht, d. h. äquivalent ist, das „calorische Arbeitsäquivalent" oder den „Wärmewert der Arbeitseinheit". Es ist nach den ursprünglichen (und genauesten) Versuchen des englischen Physikers Joule für die metrische Calorie:

$$k = \frac{1}{A} = 424 \text{ Met.-Kgr.}$$

$$\text{und } A = \frac{1}{k} = 0{,}_{0028585} \text{ Cal.}$$

Note. Die durch spätere Versuche und Calculationen aufgestellten Werte $k = 430$ und sogar $k = 436$ Met.-Kgr. sind zunächst als weniger zutreffend wieder aufgegeben worden; in neuerer Zeit kommt jedoch $k = 430$ zur Geltung.

§ 2.

Gesättigter und überhitzter Dampf.

Wenn man im Gegensatze zu dem anfangs des § 1 dargestellten Vorgange das Wasser in einem geschlossenen Gefäße (etwa in einem Dampfkessel) bis zur Dampfentwicklung erwärmt (zum Sieden bringt), so ist die Temperatur desselben an die dortselbst bezeichnete Grenze nicht gebunden; man kann vielmehr in dieser Weise durch weiter fortgesetzte Wärmezuführung Wasser und (falls außer dem Wasserraume ein Überschuß an Raum vorhanden ist, wie eben in einem Dampfkessel) zugleich Dampf von einer beliebig höheren Temperatur (als der besagten „Siedetemperatur" im gewöhnlichen Sinne, von 100° Cels. od. dgl.) erzeugen; dieser Wasserdampf hat dann selbstverständlich auch eine höhere (als die „atmosphärische") Spannung. Temperatur und Spannung, zugleich aber auch die Dichte des Dampfes steigen nun bei weiterer Heizung und hiermit bewirkter Dampfbildung aus dem im Überschusse vorhandenen Wasser nach einem ganz bestimmten physikalischen Gesetze derart, daß ein solcher (mit tropfbarem Wasser in Berührung stehender) „gesättigter" Wasserdampf bei einer gewissen Temperatur eine ganz bestimmte Spannung und Dichte besitzt.

Diesen „gesättigten" Dampf kann man sich auch von dem tropfbaren Wasser räumlich abgesondert vorstellen und (mittels Dampfleitungen etc.) verschaffen; dann ist derselbe auch einen andern Zustand (als den gewissen Sättigungszustand) anzunehmen fähig; man kann nämlich denselben durch weitere Wärmezuführung „überhitzen", was sowohl bei ungeändertem Volumen bezw. bei ungeänderter Dichte (und zunehmender Spannung) als auch bei ungeänderter Spannung (und wachsendem Volumen bezw. bei abnehmender Dichte) möglich ist; der in dieser Weise „überhitzte" Wasserdampf besitzt sonach bei gewisser Dichte oder aber bei gewisser Spannung eine höhere Temperatur als im Sättigungszustande; in Berührung mit Wasser von dieser Temperatur wäre derselbe fähig, eine größere Wassermenge in Dampfform aufzunehmen, um sich zu sättigen; der überhitzte Dampf kann sonach auch als „ungesättigt" bezeichnet werden. Man kann ferner dem gesättigten, vom Wasser abgeschlossenen Dampfe bei ungeänderter Temperatur ein Plus an Volumen darbieten, d. h. denselben ohne Arbeitsverrichtung expandieren lassen; derselbe hat infolgedessen bei der gewissen Temperatur eine kleinere Spannung und eine kleinere Dichte, als im Sättigungszustande, das heißt, Spannung und Dichte entsprechen einer kleineren Sättigungstemperatur im Vergleiche mit seiner eigenen (höheren) Temperatur: der Dampf ist somit ebenfalls „überhitzt".

Die einzige Änderung, die man mit dem gesättigten Wasserdampfe ohne Arbeitsverrichtung noch vornehmen könnte, wäre eine Verminderung seiner Temperatur, also eine Abkühlung desselben; dieselbe hätte unbedingt eine Condensation bei gleichzeitigem Sinken von Spannung und Dichte des übrig bleibenden Dampfes zur Folge, der vorher gesättigt gewesene Dampf büßet hiermit seinen gasförmigen Zustand (teilweise) ein, er wird zu einem Gemisch von tropfbarem Wasser (sei es in Dunstform, sei es in Flüssigkeitsform) und von gasförmigem, jedenfalls gesättigtem (weil mit Wasser von seiner eigenen Temperatur in Berührung stehendem) Dampfe; das Gemisch selbst könnte man auch, jedoch uneigentlich, als „übersättigten" Dampf bezeichnen, — uneigent-

lich, weil dies nicht mehr (gasförmiger) Dampf, sondern eben ein Gemisch von Dampf und Wasser ist.

Aus dem Vorhergehenden geht unzweideutig hervor, daß der gesättigte Wasserdampf bei einer gewissen Temperatur das Maximum der Spannung und Dichte besitzt; Spannung und Dichte sind nämlich bei gleichbleibender Temperatur wohl einer Verminderung (durch Expansion ohne Arbeitsverrichtung), keineswegs aber einer Erhöhung fähig. Ebenso kann der gesättigte Wasserdampf (umgekehrt) dahin definiert werden, daß derselbe bei einer gewissen Spannung und zugehörigen Dichte das Minimum der Temperatur besitzt; die Temperatur ist nämlich bei gleichbleibender Spannung oder Dichte (durch Wärmezufuhr) wohl einer Vergrößerung, keineswegs aber einer Verminderung fähig.

Durch die als möglich bezeichneten Vorgänge entsteht „überhitzter" oder „ungesättigter" Wasserdampf, d. h. ein Dampf, welcher entweder bei einer gewissen Temperatur eine geringere Spannung und Dichte besitzt, als der gesättigte Dampf von dieser Temperatur, oder aber welcher (was eben dasselbe ist) bei einer gewissen Spannung oder Dichte eine höhere Temperatur besitzt, als der gesättigte Wasserdampf von dieser Spannung und Dichte.

Durch die als unmöglich bezeichneten Vorgänge entstünde ein Dampf von geringerer Temperatur, als von jener des gesättigten Dampfes von gleicher Spannung, also gewissermaßen ein „übersättigter" Dampf, — vielmehr ein (in Gasform) unmöglicher Dampf, nämlich ein Gemisch von (gasförmigem) Dampf und (tropfbarem) Wasser.

Außer den bezeichneten Vorgängen sind Zustandsänderungen des gesättigten Wasserdampfes mit Arbeits-Verrichtung von Wichtigkeit, welche erst im dritten Kapitel dieses einleitenden Abschnittes meritorisch werden behandelt werden, gleichwohl aber wegen der Vollständigkeit als Erscheinungen schon hier angeführt werden sollen, wie folgt:

Wenn der gesättigte Wasserdampf durch Arbeitsverrichtung in einem wärmedicht gedachten Gefäße bis zu einer gewissen (erhöhten) Endspannung comprimiert wird, so steigt mit der Spannung auch seine Temperatur, und zwar wird diese letztere größer als die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes von jener gewissen Endspannung; der comprimierte Dampf ist überhitzt.

Wenn hingegen der gesättigte Dampf, einen äußeren Widerstand überwindend, also Arbeit verrichtend, in einem wärmedicht gedachten Gefäße bis zu einer gewissen (kleineren) Endspannung expandiert, so nimmt zugleich mit der Spannung auch seine Temperatur ab, und zwar wird die letztere kleiner, als die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes von jener gewissen Endspannung: der mit Arbeitsverrichtung expandierende Dampf ist übersättigt, d. h. nebelig, er bildet (bei partieller Condensation) ein Gemisch von gesättigtem Dampf und tropfbarem Wasser in Dunstform.

Zur Compression: Übersättigter Wasserdampf, d. h. ein Gemisch von Dampf und Wasser, kann durch Arbeitsverrichtung bis zur Entstehung gesättigten Wasserdampfes comprimiert werden und erst durch weiter getriebene Compression entsteht überhitzter Dampf.

Zur Expansion: Überhitzter Wasserdampf kann bis zu einer bestimmten Grenze, und zwar bis zur Entstehung gesättigten Dampfes, mit Arbeitsverrichtung expandieren, ohne daß eine Condensation eintritt, welche sich jedoch bei weiter getriebener Expansion sofort einstellen würde.

Als Folgerungen aus dem Vorhergehenden wäre noch, allerdings weniger selbstverständlich, anzuführen:

Aus „übersättigtem“ Dampfe, als einem Gemische von Dampf und Wasser kann durch Wärmezuführung und aus „überhitztem“ Dampfe durch Wärmeentziehung gesättigter Dampf entstehen.

Bei der Expansion des gesättigten Wasserdampfes mit Arbeitsverrichtung kann die partielle Condensation (Nebelbildung) durch eine entsprechende Wärmezuführung von außen nach innen paralysiert und bezüglich der Dampfwirkung ein solcher Verlauf des Processes herbeigeführt werden, als ob der Dampf hierbei im gesättigten Zustande verharren würde; oder aber es kann (bei gesteigerter Erwärmung) die Expansionswirkung derart erhöht werden, als wenn die Temperatur des expandierenden Dampfes ungeändert (constant) bliebe.

Bei der Compression des gesättigten Wasserdampfes kann die Überhitzung desselben teilweise oder auch ganz durch gleichzeitige Wärmeentziehung (Wärmeabgabe nach außen), d. i. durch Abkühlung, paralysiert werden.

§ 3.

Specifische Wärme und Wärmecapacität tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten.

Unter der specifischen Wärme eines Körpers versteht man für die Gewichtseinheit desselben das Maß seiner Wärmeaufnahme im Verhältnisse zu der Temperaturzunahme. Nimmt man an, daß die Wärmeaufnahme (etwa innerhalb gewisser Temperaturgrenzen) mit der Temperaturzunahme gleichförmig vor sich geht, d. h. daß die aufgenommene Wärmemenge der Temperaturzunahme einfach proportional ist, so ist die specifische Wärme (innerhalb jener Grenzen) als eine constante Größe zu betrachten, und als diejenige Wärmemenge zu bezeichnen, „welche der Gewichtseinheit des Körpers mitzuteilen ist, um die Temperatur desselben um einen Thermometergrad zu erhöhen“. In diesem gewöhnlichen Sinne ist der Begriff „specifische Wärme“ mit der hiermit definierten „Wärmecapacität“ identisch. (Anders ist die spezifische Wärme, wie bereits angedeutet, der erste Differentialquotient der sogen. Flüssigkeitswärme in Beziehung auf die Temperatur, wovon der folgende Paragraph handelt.)

Für technische Berechnungen, bei denen man die Größe der specifischen Wärme oder der Wärmecapacität numerisch benötiget, ist die obige Annahme schlechterdings gestattet und die zugehörige vereinfachte Auffassung (Definition) der specifischen Wärme = Wärmecapacität genügend.

Bei den tropfbaren Flüssigkeiten geschieht die Wärmeaufnahme, insolange sie ihren Aggregatzustand nicht ändern, ohne eine namhafte Zunahme des Volumens, d. h. ohne Überwindung irgend eines äußeren Widerstandes, bezw. man kann von der unvermeidlichen Volumenzunahme bei Beurteilung der Wärmemenge völlig abstrahieren, es gibt daher bei diesen Flüssigkeiten nur einerlei specifische Wärme, nur einerlei Wärmecapacität.

Anders verhält es sich mit den gasförmigen Flüssigkeiten. Man kann nämlich dieselben

Erstens bei gleichbleibendem Volumen erwärmen, also bloß die lebendige Kraft der inneren Molecularbewegung vergrößern, wozu man pro Gewichts-

einheit und einen Temperaturgrad eine Wärmemenge benötigt, welche als Wärmecapacität für constantes Volumen — ohne Arbeitsverrichtung — zu bezeichnen ist, und auch „rationelle Wärmecapacität" genannt wird; wir bezeichnen dieselbe gleich wie die einzig vorhandene Wärmecapacität tropfbarer Flüssigkeiten mit $\mathfrak{C}$. Man kann ferner

Zweitens die Erwärmung derart bewerkstelligen, daß vermöge der Expansivkraft des gasförmigen Körpers hierbei (etwa durch die Bewegung eines Kolbens) ein äußerer — sagen wir der Einfachheit wegen ein constanter Druck als Widerstand überwunden, somit außer der inneren auch eine äußere Arbeit verrichtet wird. Die zu einer derartigen Erwärmung der Gewichtseinheit um einen Temperaturgrad erforderliche Wärmemenge, also die Wärmecapacität $\mathfrak{C}'$ für constanten Druck — mit Arbeitsverrichtung — wird im Vergleiche mit der obigen $\mathfrak{C}$ genau um diejenige Wärmemenge größer sein müssen, welche der verrichteten äußeren Arbeit äquivalent ist. Diese äußere Arbeit wird sonach für die Gewichtseinheit durch den Ausdruck $k\ (\mathfrak{C}'-\mathfrak{C})$ der Größe nach gegeben sein, von welcher Beziehung in dem folgenden 3. Kapitel dieses einleitenden Abschnittes Gebrauch gemacht wird.

§ 4.

Beurteilung der zur Dampferzeugung erforderlichen Wärmemenge.

Um aus der Gewichtseinheit (1 Kgr.) Wasser von einer conventionell angenommenen Temperatur, als welche gemeiniglich die Eisschmelztemperatur, 0° nach Celsius, angenommen wird, gesättigten Dampf von der Temperatur t nach Celsius und zugehöriger Spannung P (als Druck pro Flächeneinheit) zu erzeugen, muß man dem Wasser eine Wärmemenge λ zuführen, welche die „Gesamtwärme" des gesättigten Dampfes genannt wird, und zwar ist nach Regnault's Versuchen in metrischen Calorien

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\, t \quad . \quad . \quad . \quad \alpha).$$

Diese „Gesamtwärme" setzt sich naturgemäß aus zwei Anteilen zusammen, und zwar:

a) aus der „Flüssigkeitswärme" q, als derjenigen Wärmemenge, welche erforderlich ist, um das Wasser (1 Kgr. von 0°) als Flüssigkeit (ohne Änderung des Aggregatzustandes) auf die Temperatur t zu erwärmen.

b) aus der „Verdampfungswärme" r, als derjenigen Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kgr. Wasser von der Temperatur t entgegen dem constant gedachten äußeren Drucke P in gesättigtem Dampf von derselben Temperatur t zu verwandeln. Die Verdampfungswärme nennt man auch (aus älterer Zeit) „latente" oder „gebundene" Wärme.

Nach Regnault's Versuchen ist die Flüssigkeitswärme des Wassers

$$q = t + 0{,}00002\, t^2 + 0{,}0000003\, t^3 \quad . \quad . \quad . \quad \beta).$$

Es ist somit die zur Erwärmung einer Flüssigkeit, insbesondere auch des Wassers um t Temperaturgrade (von 0° auf t Grade) erforderliche Wärmemenge dieser Temperaturerhöhung nicht genau einfach proportional; für technische Zwecke kann indes, namentlich bei mäßigen Temperaturerhöhungen diese Proportionalität angenommen, bezw. q nahe $= t$ gesetzt werden*).

*) Das Wachstums-Verhältnis der Flüssigkeitswärme q in Beziehung auf die Temperatur t, also die Intensität der Wärmeaufnahme, wurde im Vorhergehenden als „specifische Wärme" definiert

Gemäß dem Gesagten ergibt sich auf Grund von α) und β) die Verdampfungswärme

$$r = \lambda - q \quad . \quad . \quad . \gamma.)$$

Um die weitere Verteilung der obigen Wärmemenge zu ersehen, denken wir uns den Vorgang der Dampferzeugung nach Zeuner wie folgt:

Die zu verdampfende Gewichtseinheit (1 Kgr.) Wasser von 0° Cels. sei in einem Cylinder vom Querschnitte = der Flächeneinheit ($1 m^2$) durch einen Kolben dicht abgeschlossen, welcher genau den Druck P (Kgr.) auf die Kolbenfläche = 1 ausübt. Durch Wärmezuführung von außen wird zunächst das Wasser auf die Temperatur t erwärmt und dabei die Wärmemenge q (Flüssigkeitswärme) verbraucht. Im weiteren Verfolge der Erwärmung wird sich gesättigter Dampf bilden und mit seiner (zu t gehörigen) Spannung P den Kolben heben, bis zuletzt das gesamte Wasser in (gesättigten) Dampf verwandelt ist. Die während der Hebung des Kolbens (d. i. während der Dampfbildung) verbrauchte Wärmemenge ist eben die Verdampfungswärme r (alias „latente" oder „gebundene" Wärme).

Bei diesem Vorgange der Dampfbildung verrichtet der Dampf eine äußere Arbeit, indem er den constanten Kolbendruck P während eines bestimmten Weges überwindet. Bezeichnet w das Volumen des zu verdampfenden Wassers, diesfalls (da 1 Kgr. Wasser vorhanden) das specifische Wasservolumen, und in gleicher Weise v das Volumen des entstandenen Wasserdampfes, diesfalls das specifische Dampfvolumen, so ist (da die Kolbenfläche = 1) w zugleich der Kolbenabstand vom Cylinderboden vor Beginn der Verdampfung und v der Kolbenabstand am Ende der Verdampfung, sonach $v - w$ der während der Verdampfung zurückgelegte Kolbenweg und $P(v - w)$ die Größe der verrichteten äußeren Arbeit. Setzen wir die Differenz der specifischen Volumen (einerseits des

---

und (für tropfbare Flüssigkeiten) mit $\mathfrak{C}$ bezeichnet, diesem gemäß ist nunmehr die specifische Wärme des Wassers in Calorien:

$$\mathfrak{C} = \frac{dq}{dt} = 1 + 0{,}00004\, t + 0{,}0000009\, t^2.$$

Für $t = 0$ wird $\mathfrak{C} = 1$; d. h. die specifische Wärme des Wassers beträgt für $t = 0$ genau die Einheit. Dies will sagen: von $t = 0$ angefangen, würde die Wärmeaufnahme mit der Temperaturzunahme numerisch übereinstimmen, wenn die Intensität der Wärmeaufnahme ungeändert bliebe, d. h. wenn daselbst die Wärmecurve (mit t als Abcissen und q als Ordinaten) in ihre geometrische Tangente übergehen würde.

Für anderweitige (von $t = 0$ verschiedene), jedoch nicht sehr große Werte von t kann man (wegen der Kleinheit der numerischen Coëfficienten) das 2. und 3. Glied des obigen Ausdruckes gegen das 1. Glied vernachlässigen, und man erhält formell wie vordem, jedoch von anderem Gesichtspunkte (nämlich vordem für $t = 0$, hier für beliebige, jedoch nicht zu große Werte von t): $\mathfrak{C}$ nahe $= 1$, und wegen $\frac{dq}{dt} = \mathfrak{C}$ weiters $q = \int_0^t \mathfrak{C}\, dt$ nahe $= \mathfrak{C}\, t$; das heißt: mit einer (besonders für technische Zwecke gestatteten) Vernachlässigung, welche bei mäßigen Temperaturerhöhungen nicht sehr ins Gewicht fällt, kann man annehmen, daß die Flüssigkeitswärme des Wassers der Temperatur (oder vielmehr der Temperaturerhöhung von Null-Grad an) einfach und direkt proportional ist. Alsdann beträgt die von der Flüssigkeit für jeden Grad der Temperaturerhöhung aufgenommene Wärmemenge (Wärmecapacität) genau die Größe $\mathfrak{C}$, d. h. die „specifische Wärme" wird mit der „Wärmecapacität" identisch. Man beachte überhaupt, daß „Wärmecapacität" die Differenz zweier Wärmemengen (der Wärmemenge q für $t = m$ und jener für $t = m + 1$), „specifische Wärme" hingegen der Differentialquotient von q in bezug auf t ist. Wärmecapacität ist eine physikalische Experimental-Größe, specifische Wärme hingegen eine rein mathematische Größe. Für die obige technisch gestattete Annahme (Vernachlässigung) fließen aber diese beiden Begriffe zusammen.

gesättigten Dampfes, andererseits des Wassers, aus welchem der Dampf entstanden)

$$v - w = u \quad . \quad . \quad . \quad \delta.)$$

so ist die verrichtete äußere Arbeit $P(v-w) = Pu$ und die dieser Arbeit äquivalente bezw. die auf die Verrichtung derselben verwendete Wärmemenge

$$\varepsilon = \frac{Pu}{k} = APu \quad . \quad . \quad . \quad \varepsilon.)$$

wobei nach Vorhergegangenem k das mechanische Wärmeäquivalent und $A = \frac{1}{k}$ das calorische Arbeitsäquivalent bezeichnet.

Die auf die Verrichtung der äußeren Arbeit verwendete Wärmemenge $\varepsilon = APu$ bildet einen Anteil der Verdampfungswärme (latente Wärme) und heißt insbesondere „äußere Verdampfungswärme" (äußere latente Wärme), der übrige Anteil der Verdampfungswärme r wird insbesondere „innere Verdampfungswärme" (innere latente Wärme) genannt und mit ϱ bezeichnet. Es ist somit

$$r = \varrho + \varepsilon = \varrho + APu \quad . \quad . \quad . \quad \zeta.)$$

Hierbei kann nach Zeuner mit hinreichender Genauigkeit gesetzt werden

$$\varrho = 575{,}40 - 0{,}791\, t \quad . \quad . \quad . \quad \eta.)$$

Es ist somit gemäß ζ)

$$\varepsilon = APu = r - \varrho \quad . \quad . \quad . \quad \vartheta.)$$

wobei r mittels γ) und ϱ mittels η) (in Abhängigkeit von t) bestimmt ist.

Die bei der Verdampfung mit zu entwickelnde, der äußeren Arbeit entsprechende äußere Verdampfungswärme $\varepsilon = APu$ verschwindet nach erfolgter Verdampfung als Wärme, — sie wird eben in Arbeit umgesetzt, und es bleibt, als dem Dampfe eigentümlich, eine Wärmemenge

$$J = q + \varrho \quad . \quad . \quad . \quad \iota.)$$

(also die Summe aus der Flüssigkeitswärme q und der inneren Verdampfungs- oder inneren latenten Wärme ϱ) zurück, welche nach Zeuner „Dampfwärme" genannt wird. Anders erklärt sich diese „Dampfwärme" J auch als diejenige Wärmemenge, welche von der zur Verdampfung verwendeten „Gesamtwärme" nach Umsetzung eines Anteiles derselben (ε) in äußere Arbeit übrig bleibt; d. h. es ist auch:

$$J = \lambda - \varepsilon = \lambda - APu \quad . \quad . \quad . \quad \iota'.)$$

Die zur Erzeugung von gesättigtem Dampf von der Temperatur t und zugehöriger Spannung P aus 1 Kgr. Wasser von 0° Celsius erforderliche Gesamtwärme λ setzt sich somit nach dem folgenden Schema zusammen:

$$\overbrace{q + \overbrace{\varrho + \varepsilon}^{r}}^{\lambda}$$

$$\underbrace{\underbrace{q + \varrho}_{J} + \varepsilon}_{\lambda}$$

In Worten lautet dieses Schema:

$$\overbrace{\text{Flüssigkeitswärme} + \overbrace{\text{innere Verdpfw.} + \text{äußere Verdpfw.}}^{\text{Verdampfungswärme}}}^{\text{Gesamtwärme}}$$

$$\underbrace{\underbrace{\text{Flüssigkeitswärme} + \text{innere Verdpfw.}}_{\text{Dampfwärme}} + \text{äußere Verdpfw.}}_{\text{Gesamtwärme}}$$

Die mittels ϑ.) für beliebige Dampftemperaturen t zu bestimmenden Werte von

$$\varepsilon = A\,Pu = r - \varrho = \lambda - q - \varrho$$

kann man weiters dazu benützen, um hieraus für beliebige t und zugehörige Spannungen P zuvörderst die Größe

$$u = \frac{\varepsilon}{A\,P} = \frac{k\,\varepsilon}{P} \quad . \quad . \quad . \quad \varkappa.)$$

zu berechnen.*) Hierbei ist gemäß δ) die Größe $u = v - w$, wobei v das Volumen von 1 Kgr. Dampf (spec. Dampf-Volumen), sowie w das Volumen von 1 Kgr. Wasser (von der Temperatur t) bezeichnet, welches letztere (da mit der Temperatur nur sehr wenig veränderlich) hinreichend annähernd $= 0{,}001$ m³ ($=$ 1 Liter) gesetzt werden kann; es ist somit das specifische Volumen des gesättigten Wasserdampfes:

$$v = u + 0{,}001 \quad . \quad . \quad . \quad \lambda.)$$

Hieraus folgt das specifische Gewicht (von 1 Cub.-Meter in Kgr.) dieses Dampfes

$$\sigma = \frac{1}{v} \quad . \quad . \quad . \quad \lambda'.)$$

Aus den nach dem Vorhergehenden zu ermittelnden Werten von ϱ und u ergibt sich der bei theoretischen Untersuchungen des Verhaltens gesättigter Wasserdämpfe benötigte Quotient

$$\frac{\varrho}{u} \quad . \quad . \quad . \quad \mu.)$$

welcher (da u von dem specif. Dampfvolumen v nur um $0{,}001$ verschieden ist) annähernd die innere Verdampfungswärme (innere latente Wärme) pro 1 Cub.-Met. Dampf angibt.

§ 5.

Ueber die Tabellen für gesättigte Wasserdämpfe von Zeuner und Fliegner.

Über die im vorhergehenden Paragraph behandelten Wärmemengen, welche zur Erzeugung von gesättigtem Dampfe von bestimmter Spannung und zugehöriger Temperatur erforderlich sind, sowie über die zugehörigen Werte

*) Für die Größe $A\,Pu$ gilt außerdem nach Grashof-Zeuner die theoretische Formel

$$A\,Pu = \frac{Pr}{T\,\frac{d\,P}{d\,t}}$$

auf deren Ableitung, als der weiteren mechanischen Wärmetheorie angehörig, hier nicht eingegangen werden kann; hierin ist $T = 273 + t$ die sog. absolute Temperatur, von welcher im 3. Kapitel dieses einleitenden Abschnittes die Rede sein wird; man sieht, daß $d\,T = d\,t$ ist. Fliegner rechnete in seiner Dampftabelle (wovon später) die Größe $A\,Pu$ mittels eben dieser Formel und bestimmte die hierin vorkommende Größe $\frac{d\,P}{P\,d\,T}$ nach den betreffenden Formeln von Zeuner; hierauf ergab sich mittels ζ)

$$\varrho = r - A\,Pu$$

(vergleichbar mit Zeuner's empirischer Formel für ϱ, welche unter η angeführt ist).

des specifischen Volumens und des specifischen Gewichtes wurde zuerst von Zeuner eine ausführliche, für alle einschlägigen Rechnungen ebenso wichtige, als für den Gebrauch bequeme „Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe" berechnet und in seinen „Grundzügen der mechanischen Wärmetheorie" niedergelegt, woher sie sodann in verschiedene andere Bücher und Schriften und selbstverständlich auch in das einschlägige neue Zeuner'sche Werk „Technische Thermodynamik" (1890) überging. In dieser Tabelle, aus welcher hier bloß ein Auszug (die Zeilen betreffend) beigeschlossen ist, sind die Dampfspannungen p (erste Spalte) in Atmosphären nach der älteren Annahme des atmosphärischen Druckes ($\mathfrak{A} = 10333$ Kgr. pro m², entsprechend dem Quecksilberbarometerstande von 760 mm) ausgedrückt, so daß (in der dritten Spalte) der Flächeneinheitsdruck $P = 10333\,p$ erscheint. Hierauf folgt (in der vierten Spalte) die nach Regnault interpolierte Dampftemperatur t nach Celsius und sodann die von t und P abhängigen Componenten q, ϱ, ε der Gesamtwärme nebst den Größen u, $\frac{\varrho}{u}$ und σ nach den in § 4 enthaltenen Formeln; hierbei wurde das mechanische Wärmeäquivalent $k = \frac{1}{A} = 424$ mkg angenommen.

Nach der Einführung der „neuen" (metrischen) Atmosphäre in die Dampfmaschinenberechnung wurde die Zeuner'sche Dampftabelle von Fliegner für diese neue Annahme des atmosphärischen Druckes ($\mathfrak{A} = 10000$ Kgr. pro m², also eine Atmosphäre = 1 Kgr. pro cm², entsprechend dem Drucke einer Quecksilbersäule von 735,51 mm) umgerechnet und in der Zeitschrift „Der Civil-Ingenieur" N. F. 20. Band (1874) veröffentlicht. Diese Fliegner'sche „Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe" wurde auch in die erste Auflage dieses Buches aufgenommen und befindet sich vollständig in dem gegenwärtigen „Anhange" zu dem Practischen Teile S. 190 bis 193.

Fliegner's Tabelle weicht indes von der ursprünglichen Zeuner'schen nicht bloß in betreff der geänderten Annahme des atmosphärischen Druckes, sondern auch — in den diesbezüglich beeinflußten Spalten — insofern ab, als bei Berechnung derselben das mechanische Wärmeäquivalent $k = \frac{1}{A}$ nicht mit dem ursprünglichen Werte = 424 mkg, sondern (infolge der eben zuvor veröffentlichten Regnault'schen Beobachtungen und Versuche über Schallgeschwindigkeit und solcher über Compression der Gase, welche die sehr gut übereinstimmenden Werte $k = \frac{1}{A} = 436{,}1$ und $435{,}75$ ergaben) mit dem abgerundeten Werte $k = \frac{1}{A} = 436$ mgk in Betracht gezogen wurde.

Seitdem hat man diesen erhöhten Regnault'schen Wert als übermäßig groß wieder aufgegeben und kehrte, wie bereits früher erwähnt wurde, zu dem ursprünglichen Joule'schen Werte,

$$k = \frac{1}{A} = 424 \text{ mkg}$$

als dem plausibleren zurück.

Dieser Umstand erforderte eine neuerliche Umrechnung derjenigen Spalten der Fliegner'schen Dampftabelle, in welchen der numerische Wert von $k = \frac{1}{A}$

zur Geltung kommt. Die hiernach modificierte Fliegner'sche Dampftabelle erschien eben am Schlusse von Zeuner's „Technischer Thermodynamik" als „Zweite Haupttabelle für Wasserdämpfe" mit der Bemerkung, daß die (gegen Fliegner) geänderten Spalten von Ingenieur Connert berechnet wurden*).

Diese neue Tabelle wurde unter dem Titel: „Fliegner-Connert's Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe mit $\frac{1}{A} = 424$" (als zweite Tabelle) in den Anhang zu dem Practischen Teile S. 194 u. 195. und zwar in der ganzen Ausdehnung (mit Wiedergabe der ursprünglich Fliegner'schen, ungeändert gebliebenen Spalten) aufgenommen. In den beiden hier aufgenommenen Tabellen sind zu den Originalspalten hinzugekommen: die Temperatur nach Fahrenheit, die Gesamtwärme λ und das specifische Volumen v.

Note. Schließlich sind noch die zwei letzten mit τ und $\frac{r}{T}$ überschriebenen Spalten der Fliegner'schen Tabellen zu erwähnen, welche in der ursprünglichen Zeuner'schen Tabelle nicht vorhanden sind. Diese beiden Größen τ und $\frac{r}{T}$ sind in der weitern mechanischen Wärmetheorie bei der genauen Berechnung der adiabatischen Curve notwendig. Zuvörderst ist $\frac{r}{T}$ die auf 1 Grad der absoluten Temperatur ($T = 273 + t$) entfallende Gesamtverdampfungswärme (latente Wärme) und ergab sich durch die Division zweier bereits bestimmter Größen. Ferner ist nach Zeuner:

$$\tau = \int_0^t \frac{dq}{T} = \int \frac{\mathfrak{C}\, dt}{T}$$

wobei (auch gemäß Vorhergehendem) die specifische Wärme nach Regnault:

$$\mathfrak{C} = 1 + 0{,}00004\, t + 0{,}0000009\, t^2.$$

Hiernach bestimmt sich das obige Integral (mit $T = 273 + t$)

$$\tau = 2{,}4318898 \text{ log. vulg. } T - 0{,}0002057\, t - 0{,}00000045\, t^2 - 5{,}924478$$

wonach Fliegner die vorletzte Spalte seiner Dampftabelle berechnete.

Selbstverständlich sind für die Dampfmaschinen-Berechnung nach der „neuen" (metrischen) Atmosphäre die beiden Fliegner'schen Tabellen (Anhang zu dem Practischen Teile), und insbesondere die zweite (Fliegner-Connert'sche) Tabelle mit $\frac{1}{A} = 424$ zu benutzen**).

Der hier angeschlossene „Auszug aus Zeuner's ursprünglicher Tabelle" mag zu etwaigen Vergleichen dienen und eventuell benutzt werden, wenn für die Beurteilung der Dampfspannung die ältere Annahme des Atmosphärendruckes ($\mathfrak{A} = 10333$ Kgr. pro m^2) in Betracht zu ziehen wäre.

---

*) Es wurde hiernach mit Zeuner's Formel η): $\varrho = 575{,}40 - 0{,}791\, t$ und sodann $APu = \lambda - q - \varrho$ (bei ungeändertem λ und q) berechnet (während Fliegner für seine erste Tabelle, wie bereits auf S. 11 unten bemerkt wurde, die Größe APu nach der theoretischen Formel $APu = \frac{Pr}{T \frac{dP}{dt}}$ rechnete und hieraus $\varrho = r - APu$ folgerte). Aus den Werten von APu wurde u nebst $\frac{\varrho}{u}$ und schließlich v nebst $\sigma = \frac{1}{v}$ mit $A = \frac{1}{424}$ ermittelt.

**) Für den neuerer Zeit gangbaren Mittelwert $\frac{1}{A} = 430$ sind eben auch die Mittelwerte aus den beiden Tabellen in Betracht zu ziehen.

Auszug aus **Zeuner's** ursprünglicher Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe (mit $\frac{1}{A} = 424$)

für die ältere Annahme der Atmosphäre (1.0333 Kgr. pro cm^2, d. i. 760 mm Quecksilbersäule).

Dampfspannung			Temperatur (Celsius)	Flüssigkeitswärme	Verdampfungswärme (latente Wärme)		$u = v - 0{,}001$	$\frac{\rho}{u}$	Specif. Gewicht
Atmosphären p (alt)	Millim. Quecksilbersäule	Kilogr. pro Qu.-Meter P	t (Regnault)	q (Regnault)	innere ρ	äußere APu			$\sigma = \frac{1}{v}$ Kgr. pro Cub.-Met.
0.1	76	1033,3	46,21	46,282	538,848	35,464	14,552	37,029	0,0687
0,2	152	2066,6	60,45	60,589	527,584	36,764	7,5428	69,945	0,1326
0,3	228	3099,9	69,49	69,687	520,433	37,574	5,1393	101,27	0,1945
0,4	304	4133,2	76,25	76,499	515,086	38,171	3,9157	131,54	0,2553
0,5	380	5166,5	81,71	82,017	510,767	38,637	3,1708	161,08	0,3153
0,6	456	6199,8	86,32	86,662	507,121	39,045	2,6703	189,91	0,3743
0,7	532	7233,1	90,32	90,704	503.957	39,387	2.3088	218,28	0,4329
0,8	608	8266,4	93,88	94,304	501,141	39,688	2,0357	246,18	0,4910
0,9	684	9299,7	97,08	97,543	498,610	39.957	1,8218	273,69	0,5486
1,0	760	10333.0	100.00	100,500	496,300	40,200	1,6495	300,88	0.6059
1,2	912	12399,6	105,17	105,740	492,210	40,626	1,3892	354,31	0,7193
1,4	1064	14466,2	109,68	110,316	488,643	40,993	1,2015	406,69	0,8316
1,6	1216	16532,8	113,69	114,389	485,471	41,315	1,0596	458,16	0,9429
1,8	1368	18599.4	117,30	118,059	482,616	41,602	0,9484	508,87	1,0533
2,0	1520	20666,0	120,60	121,417	480,005	41,861	0,8589	558,86	1,1629
2,2	1672	22732,6	123,64	124,513	477,601	42,096	0,7852	608.25	1,2719
2,4	1824	24799,2	126,46	127,386	475,370	42,314	0,7235	657.04	1,3803
2,6	1976	26865,8	129,10	130,079	473,282	42,515	0,6710	705,34	1,4881
2,8	2128	28932,4	131,57	132,599	471,328	42,702	0,6258	753,16	1,5954
3,0	2280	30999,0	133,91	134,989	469,477	42,876	0,5865	800,47	1,7021
3,2	2432	33065,6	136,12	137,247	467,729	43,040	0,5519	847,49	1,8086
3,4	2584	35132,2	138,23	139,404	466,060	43,196	0,5213	894,03	1,9147
3,6	2736	37198,8	140,23	141,450	464,478	43,342	0,4940	940,24	2,0203
3,8	2888	39265,4	142,15	143,416	462,959	43,480	0,4695	986,07	2,1255
4,0	3040	41332,0	144,00	145,310	461,496	43,614	0,4474	1031,6	2,2303
4,5	3420	46498,5	148,29	149,708	458,103	43,918	0,4004	1144,0	2,4911
5,0	3800	51665,0	152,22	153,741	454,994	44.192	0,3626	1254,7	2,7500
5,5	4180	56831,5	155,85	157,471	452,123	44,441	0,3315	1363,8	3,0073
6,0	4560	61998,0	159,22	160,938	449,457	44,667	0,3054	1471,5	3,2632
6,5	4940	67164,5	162,37	164,181	446,965	44,876	0,2833	1577,9	3.5178
7,0	5320	72331,0	165,34	167,243	444,616	45.070	0,2642	1683,0	3,7711
7,5	5700	77497,5	168,15	170,142	442,393	45,250	0,2475	1787,1	4,0234
8,0	6080	82664,0	170,81	172,888	440,289	45,420	0,2329	1890,1	4,2745
8,5	6460	87830,5	173,35	175,514	438,280	45,578	0,2200	1992,1	4,5248
9,0	6840	92997,0	175,77	178,017	436,366	45,727	0,2085	2093,3	4,7741
9,5	7220	98163,5	178.08	180,408	434,539	45,868	0,1981	2193,5	5,0226
10	7600	103330	180,31	182,719	432,775	46,001	0,1887	2293,0	5,2704
11	8360	113663	184,50	187,065	429,460	46,247	0,1725	2489,5	5,7636
12	9120	123996	188,41	191,126	426,368	46,471	0,1589	2683,4	6,2543
13	9880	134329	192,08	194,944	423,465	46,676	0,1473	2874,5	6,7424
14	10640	144662	195.53	198,537	420,736	46,864	0,1373	3063,4	7,2283

Note. Für die Dampfmaschinenberechnung nach der neuen (metrischen) Atmosphäre (1 Kgr. pro cm^2) ist anstatt dieser die Fliegner-Connert'sche Dampftabelle (Anhang zum Practischen Teile S. 194 u. 195) zu benützen.

2. KAPITEL.

Darstellung der Dampfverteilung.

§ 6.

Vorbemerkung über die Dampfverteilung.

Aus der Anforderung, daß bei einer jeden Dampfmaschine bei Beginn des Kolbenhubes der Dampfkanal auf der Antriebs-(Admissions-)Seite für die Einströmung bereits eröffnet sei, folgt als Notwendigkeit die Vor-Einströmung, d. h. der Eintritt des Gegendampfes vor Beendigung des unmittelbar vorangehenden Kolbenhubes.

Aus der (noch wichtigeren) Anforderung, daß beim Hubbeginn der Dampfkanal auf der Emissions-Seite für die Ausströmung bereits eröffnet sei, folgt als Notwendigkeit die Vor-Ausströmung, d. h. der Austritt des beim vorangehenden Hube wirksam gewesenen Dampfes vor Beendigung dieses Hubes.

Da aber auf einer und derselben Seite des Kolbens die gleichzeitige Communication mit der Dampfkammer einerseits und mit dem Emissionsrohr andererseits absolut unstatthaft wäre, so muß auf der Admissions-Seite der Vor-Ausströmung notwendigerweise die Absperrung vorausgehen und hiermit Expansion eingeleitet werden; und ebenso muß auf der Emissionseite der Vor-Einströmung notwendigerweise die Absperrung vorausgehen und hiermit Compression eingeleitet werden.

Hiernach finden bei einer jeden correcten Dampfmaschine während eines einzelnen Kolbenhubes notwendigerweise die folgenden Erscheinungen statt:

Auf der Admissions-Seite (hinter dem Kolben)	Auf der Emissions-Seite (vor dem Kolben)
a) Einströmung (Admission)	a') Ausströmung (Emission)
Absperrung ——	
b) Expansion	—— Absperrung
	c) Compression
Eröffnung ——	
d) Vor-Ausströmung	—— Eröffnung
	e) Vor-Einströmung.

Aus ökonomischen Rücksichten wird seit jeher die Absperrung hinter dem Kolben (also der Beginn der Expansion) und in neuerer Zeit mit Recht auch die Absperrung vor dem Kolben (also der Beginn der Compression) bedeutend früher eingeleitet, als es vermöge der obigen Anforderungen allein erforderlich wäre.

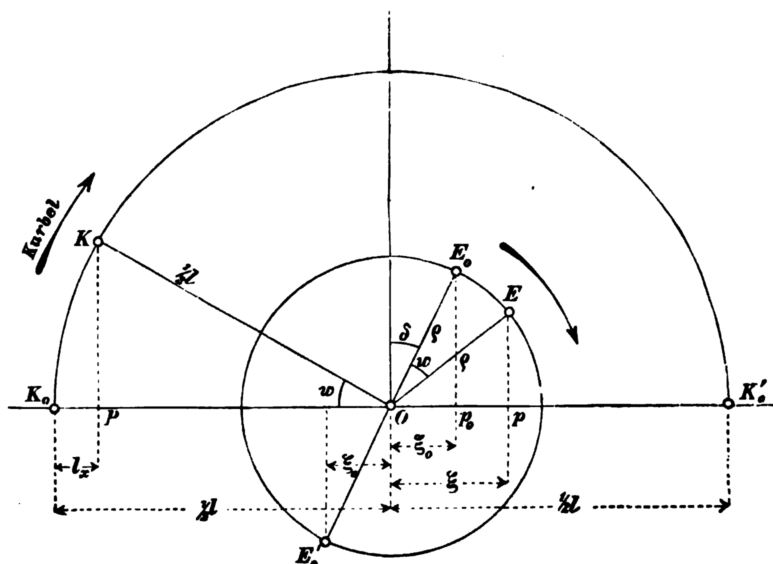
Die angegebene Dampfverteilung kann ebensowohl durch Steuerungs-Ventile wie durch Schieber bewerkstelligt werden. Als Hauptrepräsentant der Steuerungsorgane kann der durch ein Kreisexcenter betätigte Verteilungsschieber (einfach oder geteilt) — mit entsprechendem Voreilen, bei äußerer und innerer Deckung — angesehen werden, welcher nach Belieben durch vier Steuerventile (zwei Einlaß- und zwei Auslaß-Ventile) zu ersetzen ist.

Ob die Absperrung des Admissionsdampfes, also der Beginn der Expansion behufs Erzielung des gewünschten Expansionsgrades (bezw. der gewünschten Füllung) durch ein besonderes Steuerorgan (Expansionsschieber, Expansionsventil) oder aber durch das betreffende Einlaßorgan (Einlaßschieber, Einlaßventil) selbst bewerkstelligt wird, ist für die Beurteilung der Dampfwirkung gleichgültig.

§ 7.

Analytische Darstellung der Dampfverteilung bei einfachem Verteilungsexcenter.

Es bezeichne für irgend eine Kurbeldampfmaschine, deren Verteilungsschieber durch ein Kreisexcenter betätigt wird



Figur 1.

l den Kolbenhub, also

$^1/_2\, l$ die Kurbellänge;

l_x den Kolbenweg, als Entfernung des Kolbens von seiner äußersten (dem sogenannten toten Punkte entsprechenden) Lage nach einem aus der toten Lage zurückgelegten Kurbelwinkel w;

l_1, l_2, l_3, l_4 zu w_1, w_2, w_3, w_4 gehörige Specialwerte von l_x und w, welche im Nachfolgenden (unter 1, 2, 3, 4, S. 18) definiert werden;

ϱ den halben Schieberhub, und bei Voraussetzung der directen Betätigung der Schieberstange seitens der Excenterstange zugleich die Excentricität des Verteilungsexcenters;

δ den Voreilwinkel dieses Excenters, also den Winkel, den die Excenterrichtung bei der toten Kurbellage mit der Normalen zum Schieberspiegel oder zur Schubrichtung bildet;

e die äußere Deckung und

i die innere Deckung des Verteilungsschiebers;

ξ den mit l_x gleichzeitigen Schieberweg, aufgefaßt als Entfernung des Schiebers von seiner Mittellage, und im Sinne der Kolbenbewegung als positiv angenommen;

v_e das lineare äußere Voreilen, d. i. die anfängliche Dampfkanaleröffnung auf der Admissionsseite (hinter dem Kolben);

v_i das lineare innere Voreilen, d. i. die anfängliche Dampfkanaleröffnung auf der Emissionsseite (vor dem Kolben).

Es sei ferner in Fig. 1

OK_0 die sog. tote Kurbellage, als anfängliche Lage für die Betrachtung eines einfachen Kolbenhubes von links nach rechts;

OE_0 die zugehörige anfängliche Lage des Verteilungsexcenters;

OK die Kurbellage für irgend einen in der Pfeilrichtung zurückgelegten Kurbelwinkel w;

OE die zugehörige Excenterlage;

dann ist allgemein, und aus Fig. 1 leicht ersichtlich, wenn man von der endlichen Länge der Excenter- und Schubstange gestattetermaßen absieht (zugleich im Mittel des Hin- und Herganges bei beliebiger Stangenlänge):

$$\left.\begin{aligned} l_x &= {}^1/_2 l\ (1 - \cos w) \\ \xi &= \varrho\ \sin\ (w + \delta) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 1)$$

Das Coëxistierenlassen dieser beiden Gleichungen in Bezug auf w führt zu der Bestimmung der gleichzeitigen Werte von l_x und ξ, beziehungsweise zu der Kenntnis der gleichzeitigen Kolben- und Schieberstellungen auf analytischem Wege.

Es sind zunächst die anfänglichen Werte dieser beiden Größen (für $w = 0$)

$$\left.\begin{aligned} l_0 &= 0 \\ \xi_0 &= \varrho \sin \delta \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 1^1)$$

Figur 2.

Mit Rücksicht auf Fig. 2, in welcher der Schieber in der Mittellage skizziert und die anfängliche Lage desselben (für die Kolbenbewegung nach rechts) punktiert ist, setzt sich der anfängliche Schieberweg $\xi_0 = \varrho \sin \delta$ auf der Admissionsseite (links) aus e und v_e, auf der Emissionsseite (rechts) hingegen aus i und v_i zusammen, d. h. man hat

$$\left.\begin{aligned} \xi_0 &= \varrho \sin \delta = e + v_e = i + v_i \\ \text{somit} \quad v_e &= \varrho \sin \delta - e \\ \text{und} \quad v_i &= \varrho \sin \delta - i \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 2)$$

Der Schieber bewegt sich aus seiner anfänglichen Lage zunächst gleichsinnig mit dem Kolben (nach rechts) und sodann, nachdem die Excentricität die Richtung OK_0' (Fig. 1) passiert hat, der Kolbenbewegung entgegengesetzt (nach links). — Im weiteren Verfolge sind die nachfolgenden zusammengehörigen Werte von ξ und l_x von Bedeutung und für die Dampfverteilung maßgebend:

1. Der Schieberweg $\xi = e$, bei welchem die Absperrung des Admissionsdampfes hinter dem Kolben (links) stattfindet und die Expansion beginnt; wir bezeichnen den gleichzeitig zugehörigen Kurbelwinkel mit w_1 und den Kolbenweg mit l_1, wonach für die Absperrung hinter dem Kolben die Beziehungen bestehen:

$$\left.\begin{aligned} \varrho \sin (w_1 + \delta) &= e \\ l_1 &= {}^1/_2 l \; (1 - \cos w_1) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 3)$$

Aus der ersten Gleichung ergibt sich bei gegebener Einrichtung des Schiebers und seines Excenters der Kurbelwinkel w_1, aus der zweiten sodann der Kolbenweg l_1.

2. Der Schieberweg $\xi = i$, bei welchem die Absperrung auf der Emissionsseite (vor oder rechts von dem Kolben) stattfindet, und die Compression beginnt.

Der gleichzeitig zugehörige Kurbelwinkel w_2 und Kolbenweg l_2 ergibt sich aus:

$$\left.\begin{aligned} \varrho \sin (w_2 + \delta) &= i \\ l_2 &= {}^1/_2 l \; (1 - \cos w_2) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 4)$$

3. Der Schieberweg $\xi = -i$, bei welchem die Kanaleröffnung hinter dem Kolben stattfindet, und der Austritt des (expandierten) Hinterdampfes in den Emissionskanal (Vor-Ausströmung) beginnt. Der zugehörige Kurbelwinkel w_3 und Kolbenweg l_3 bestimmt sich aus:

$$\left.\begin{aligned} \varrho \sin (w_3 + \delta) &= -i \\ l_3 &= {}^1/_2 l \; (1 - \cos w_3) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 5)$$

4. Der Schieberweg $\xi = -e$, bei welchem die Kanaleröffnung vor dem Kolben stattfindet und die Gegendampfperiode (Vor-Einströmung) beginnt. Der zugehörige Kurbelwinkel w_4 und Kolbenweg l_4 ergibt sich aus:

$$\left.\begin{aligned} \varrho \sin (w_4 + \delta) &= -e \\ l_4 &= {}^1/_2 l \; (1 - \cos w_4) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 6)$$

Zuletzt erreicht der Schieberweg den Wert

$$\xi = -(e + v_e) = -(i + v_i) = -\varrho \sin \delta$$

welcher dem anfänglichen ξ_0 (Glchg. 2) numerisch gleich, doch dem Zeichen nach entgegengesetzt ist; das Excenter ist in der Lage OE_0' (Fig. 1), hat sonach einen

Winkel von 180° zurückgelegt; der Kolbenhub ist beendet und der Schieber für den Beginn des nachfolgenden Kolbenhubes gestellt*).

§ 8.

Graphische Darstellung der Dampfverteilung durch den Verteilungs-Schieber bei einfachem Verteilungs-Excenter.

Das im Vorstehenden mitgeteilte analytische Verfahren bei Untersuchung der Dampfverteilung durch den Verteilungsschieber kann durch das graphische Verfahren controliert, und wenn es sich um eine sonderliche Genauigkeit nicht handelt, auch ganz ersetzt werden. Es handelt sich hierbei um die Darstellung und Discussion der unter 1 (S. 17) entwickelten allgemeinen Beziehungen

$$l_x = {}^1/_2\, l\ (1 - \cos w)$$
$$\xi = \varrho\ \sin\ (w + \delta)$$

diesmal auf dem graphischen Wege.

Da die erstere dieser Gleichungen lediglich nur dazu dient, um aus einem zurückgelegten Kurbelwinkel w auf den zugehörigen Kolbenweg l_x oder umgekehrt zu schließen, — welcher Schluß durch die Ziehung der projecierenden Senkrechten KP in Fig. 1 verwirklicht wird, so genügt es, eine dieser Variablen festzuhalten, und wenn wir hierzu w wählen, so erübrigt nur die zweite der obigen Gleichungen

$$\xi = \varrho\ \sin\ (w + \delta)\ .\ \ .\ \ 7)$$

für die graphische Darstellung in Betracht zu ziehen.

Diese Gleichung ist nun für bestimmte Werte von ϱ und δ, für w als Polarwinkel und ξ als Fahrstrahl, die Polargleichung eines Kreises, dessen Mittelpunkt die Coordinaten

$${}^1/_2\, \varrho\ \sin\ \delta \text{ nach } x$$
$$\text{und } {}^1/_2\, \varrho\ \cos\ \delta \text{ nach } y$$

besitzt, dessen Halbmesser aber $= {}^1/_2\, \varrho$ ist.

Man erhält denselben, indem man gemäß Fig. 3 für die Kurbelbewegung aus der toten Lage OK_0 in der Pfeilrichtung

$$OY \perp OX$$
$$\text{Winkel } YOC = \delta$$

macht (also denselben von OY nach links aufträgt, während er in der Wirklichkeit rechts von OY erscheinen würde), und über $OC = \varrho$ als Durchmesser den Kreis zieht (Zeuners Schieberkreis).

Für die beliebig gezogene Kurbelrichtung OK, d. h. für einen beliebigen in der Pfeilrichtung aus OK_0 beschriebenen Kurbelwinkel $K_0\, OK = w$ als Polarwinkel des Systems, hat man in dem hierdurch entstehenden Dreiecke ODC in welchem bei C ein Winkel $= w + \delta$ entsteht, den Fahrstrahl

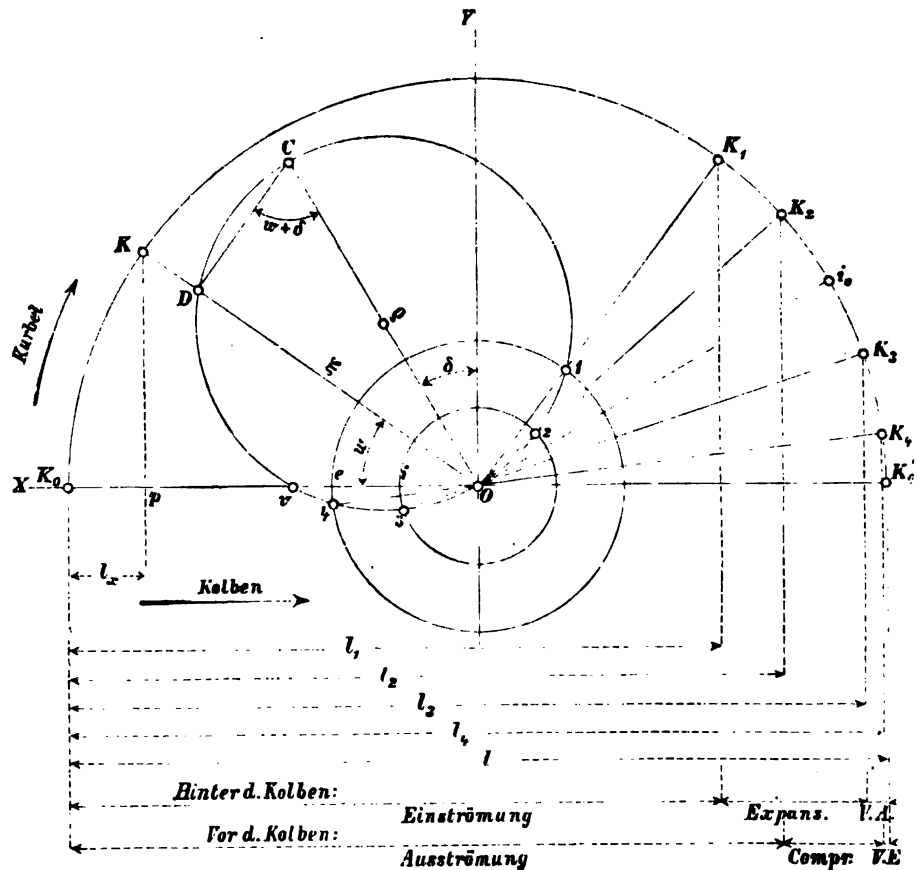
$$OD = \varrho\ \sin\ (w + \delta) = \xi$$

entsprechend der Glchg. 7.

---

*) Im Falle die innere Deckung $i = 0$ angenommen wird, gehen die Beziehungen 4) und 5) in die folgenden über:

$$\left.\begin{array}{l} w_2 = w_3 = 180 - \delta \\ l_2 = l_3 = {}^1/_2 l\ (1 + \cos \delta) \end{array}\right\} \text{ ad 4) u. 5).}$$



Figur 3.

Um also für einen beliebigen Kurbelwinkel den zurückgelegten Schieberweg ξ zu erhalten, braucht man nur an der betreffenden Kurbelrichtung von O aus die Sehne des Schieberkreises (als Fahrstrahl ξ) zu messen. Man wird demnach auch umgekehrt aus einem bestimmten Werte des Fahrstrahls ξ auf den zugehörigen (fraglichen) Kurbelwinkel schließen können, wenn man mit dieser bestimmten Länge ξ (als Cirkelöffnung) aus O in den Umfang des Schieberkreises einschneidet; durch diesen Schnittpunkt geht die fragliche Kurbelrichtung.

Uns interessieren vorzugsweise diejenigen Kurbelrichtungen, für welche der Fahrstrahl (Schieberweg) die unter 1, 2, 3, 4 (S. 18) angegebenen eminenten Werte (e, i, $-i$, $-e$) annimmt.

Da diese sämtlichen Werte numerisch durch die Größen der beiden Deckungen e und i gegeben sind, so beschreiben wir in Fig. 3 aus O die beiden Hilfskreise mit den Halbmessern $\overline{Oe} = e$ und $\overline{Oi} = i$ (äußerer und innerer Deckungskreis); hiermit ist sofort

ad 1) durch den Wert des Schieberweges

$$\xi = O\,1 = e$$

die Kurbelrichtung OK_1 bestimmt, bei welcher die Absperrung **hinter** dem Kolben erfolgt und die Expansion beginnt; durch Projection von K_1 nach abwärts ergibt sich der zugehörige Kolbenweg l_1;

ad 2) ebenso ist durch den Wert des Schieberweges

$$\xi = \overline{O2} = i$$

die Kurbelrichtung OK_2 bestimmt, bei welcher die Absperrung vor dem Kolben stattfindet und die Compression beginnt; der zugehörige Kolbenweg ist l_2; während der weiteren Kurbelbewegung passiert der (abnehmende) Schieberweg, und zwar bei der den Schieberkreis tangierenden Kurbelrichtung Oi_o den Wert Null und wird weiterhin negativ, indem die Kreissehnen nunmehr nach den entgegengesetzt verlängerten Kurbelrichtungen erscheinen; in dieser Weise wird:

ad 3) durch den Wert des Schieberweges

$$\xi = -\overline{O3} = -i$$

die Kurbelrichtung OK_3 und der zugehörige Kolbenweg l_3 bestimmt, wobei die Eröffnung hinter dem Kolben erfolgt und die Vor-Ausströmung beginnt;

ad 4) schließlich ist durch den Wert des Schieberweges

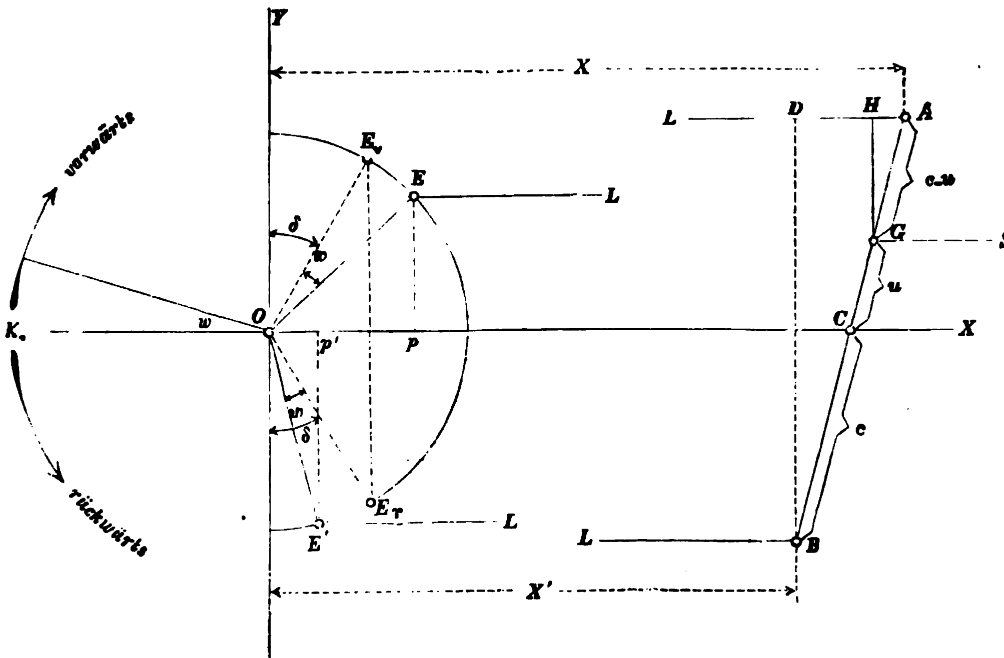
$$\xi = -\overline{O4} = -e$$

die Kurbelrichtung OK_4 und der zugehörige Kolbenweg l_4 bestimmt, wobei die Eröffnung vor dem Kolben stattfindet und der Gegendampf einzutreten beginnt*).

§ 9.

Die Dampfverteilung bei den Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

Bei diesen Maschinen sitzen an der Maschinenwelle gemeiniglich (abgesehen von gewissen außergewöhnlichen Einrichtungen, welche indeß stets auf die hier behandelte zurückzuführen sind) zwei Verteilungsexcenter, deren Mittel bei der toten Kurbellage OK_o (Fig. 4) den Punkten E_v für den Vorwärts-



Figur 4.

*) Im Falle die innere Deckung $i = o$ angenommen wird, treffen die beiden Kurbelrichtungen OK_2 und OK_3 in der gemeinschaftlichen Richtung Oi_o zusammen und die beiden Phasen 2) und 3) der Dampfverteilung (Compression vor und Vor-Ausströmung hinter dem Kolben) stellen sich gleichzeitig ein, es ist sodann $l_2 = l_3 = \frac{1}{2} l\,(1 + \cos \delta)$.

gang und E_r (für den Rückwärtsgang) entsprechen und welche somit für die betreffende Bewegungsrichtung der Kurbel (vorwärts und rückwärts) den gleichen Voreilwinkel δ besitzen.

Nach einem aus der toten Lage zurückgelegten beliebigen Kurbelwinkel w kommt das Vorwärtsexcenter in die Lage OE und das Rückwärtsexcenter in die Lage OE'; es sind somit die Projectionen der beiden Excentricitäten auf die in Fig. 4 ersichtliche Abscissen-Axe:

$$\left.\begin{aligned} Op &= \varrho \sin (w + \delta) \\ Op' &= \varrho \sin (\delta - w) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 8)$$

Von den Excentermitteln E und E' gehen die Excenterstangen zu den beiden Endpunkten A und B einer Coulisse, welche wir uns gradlinig denken können, sobald wir die Längen L der beiden Excenterstangen relativ sehr groß (in der Rechnung unendlich groß) annehmen auch werden bei dieser Annahme die Richtungen der Excenterstangen EA und $E'B$ bei jeder Lage von E und E' mit einander und zugleich mit der Axe OX parallel. (Die Statthaftigkeit dieser Annahme für den vorliegenden Zweck wird demnächst dargetan werden.)

Es sei die halbe Coulissenlänge

$$AC = BC = c;$$

das Gleitstück G sei in einer (zwischen Null und c beliebigen) Entfernung u von dem Coulissen-Mittel C, so daß

$$AG = c - u.$$

Der Schieber am Ende der Stange GS macht nach der Axenrichtung OX mit dem Gleitstücke G eine übereinstimmende Bewegung; die Entfernung des Gleitstückes von seiner Mittellage ist sonach mit dem Schieberwege ξ identisch. Zur Ermittelung von ξ bestimmen wir die Abscisse X_g von G für eine beliebige Kurbellage, wonach einfach

$$\xi = X_g - L \quad . \quad . \quad 9)$$

zu setzen sein wird.

Wenn X und X' die Abscissen der beiden Coulissen-Endpunkte A und B bezeichnen, so ist (nach Fig. 4 und mit Rücksicht auf 8) zuvörderst

$$\left.\begin{aligned} X &= L + \varrho \sin (w + \delta) \\ X' &= L + \varrho \sin (\delta - w) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 10)$$

$$X_g = X - AH \quad . \quad . \quad 11)$$

Aus den ähnlichen Dreiecken AGH und ABD hat man

$$AH = AD \, \frac{c - u}{2c}$$

wobei $\overline{AD} = X - X'$;

somit ist gemäß 11)

$$X_g = X - (X - X') \frac{c - u}{2\,c}$$

oder auch

$$X_g = {}^1\!/_2 (X + X') + \frac{u}{2\,c} (X - X')$$

Nun folgt aus 10)

$$\begin{aligned} X + X' &= 2\,L + 2\,\varrho \cos w \sin \delta \\ X - X' &= 2\,\varrho \sin w \cos \delta \end{aligned}$$

Sonach ist

$$X_g = L + \varrho \cos w \sin \delta + \frac{u}{c} \varrho \sin w \cos \delta$$

Hieraus folgt gemäß 9):

$$\xi = \varrho \sin \delta \cos w + \frac{u}{c} \varrho \cos \delta \sin w \quad . \quad . \quad 12)$$

Sollte die betrachtete Schieberbewegung durch ein (ideales) Excenter mit der Excentricität ϱ_i und dem Voreilwinkel δ_i hervorgebracht werden, so müßte ξ gemäß 7) oder 1) für jeden Wert von w auch durch den Ausdruck

$$\xi = \varrho_i \sin (w + \delta_i) \text{ oder}$$
$$\xi = \varrho_i \sin \delta_i \cos w + \varrho_i \cos \delta_i \sin w \quad . \quad . \quad 13)$$

gegeben sein, d. h. es müßten gemäß 12) und 13) die Größen ϱ_i und δ_i nach der Methode der unbestimmten Coëfficienten den Bedingungen entsprechen:

$$\left.\begin{aligned} \varrho_i \sin \delta_i &= \varrho \sin \delta \\ \varrho_i \cos \delta_i &= \frac{u}{c} \varrho \cos \delta \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 14)$$

Diese Bedingungen lassen sich allerdings stets in einfacher Weise erfüllen, indem man nach Fig. 5 die gerade Verbindungslinie der beiden Excenter-Mittel E_v und E_r durch den Punkt E_i in derselben Art teilt, in welcher die Coulissenlänge AB (Fig. 4) durch das Gleitstück G geteilt ist, d. h. indem man

$$\frac{E_i F}{E_v F} = \frac{u}{c}$$

Figur 5.

macht; dann entspricht die Verbindungslinie OE_i der Länge und Lage nach den Bedingungen 14) für ϱ_i und δ_i; es ist nämlich alsdann

$$E_i F = \varrho_i \cos \delta_i$$

und $$E_v F = \varrho \cos \delta$$

somit $$\frac{\varrho_i \cos \delta_i}{\varrho \cos \delta} = \frac{E_i F}{E_v F} = \frac{u}{c}$$

wodurch die zweite Bedingung in 14) erfüllt ist, während in Fig. 5 durch

$$OF = \varrho_i \sin \delta_i = \varrho \sin \delta$$

auch der ersten Bedingung entsprochen wird.

Die durch eine Coulisse bei beliebiger Lage des Gleitstückes in derselben hervorgebrachte Schieberbewegung ist sonach dieselbe, welche durch ein einfaches (ideales) Excenter hervorgebracht würde, dessen Excentricität ϱ_i und Voreilwinkel δ_i durch die angegebene Fixierung des Punktes E_i (Fig. 5) als Excenter-Mittels, für jede Lage des Gleitstückes in der Coulisse sofort leicht zu bestimmen ist.

Diese Schieberbewegung und die hierdurch hervorgebrachte Dampfverteilung wird also sowohl analytisch als auch graphisch in derselben Weise darzustellen sein, wie dies in dem Vorhergehenden für den Verteilungsschieber mit einfachem Excenter dargestellt wurde.

Die hier gemachte Annahme relativ sehr großer (unendlich großer) Stangenlängen führte uns, wie später noch näher zu beleuchten sein wird, auf eine Dampfverteilung mit constantem, linearem Voreilen. Diese Dampfverteilung kommt der gegenwärtig vorwiegend gebrauchten Goochschen Coulisse in der Tat zu; und die Stephensonsche Coulisse gibt dieselbe im Mittel zwischen der Einrichtung einerseits mit offenen, andererseits mit gekreuzten Excenterstangen. Da es sich hier nicht um das Studium der Dampfverteilung bei verschiedener Einrichtung der Coulisse, sondern vielmehr darum handelt, die Dampfwirkung bei Coulissensteuerung im Mittel der verschiedenen üblichen Coulissen-Einrichtungen in Betracht und Rechnung zu ziehen, so erscheint das Vorhergehende als diesbezügliche Einleitung zu dem Nachfolgenden durchaus genügend.

Die graphischen Darstellungen in Fig. 6 und Fig. 7 nach Zeuner bringen das eben Behandelte vollends zur Klarheit. Dieselben sind für die betreffenden maßgebenden Elemente δ_i als (idealen) Voreilwinkel und ϱ_i als (ideale) Excentricität in ganz derselben Weise ausgeführt, wie Fig. 3 für den wirklichen Voreilwinkel δ und für die wirkliche Excentricität ϱ. Diese Fig. 3 gibt zugleich die Dampfverteilung für Coulissen-Steuerung bei vollem Schieberhube, d. h. bei der äußersten Lage des Gleitstückes in der Coulisse. Fig. 6 gilt für den Fall, wenn das Gleitstück von der äußersten Lage gegen das Mittel der Coulisse relativ so weit verstellt ist, als der Punkt C_i von C gegen v; C_i ist hierbei so gewählt, daß die Absperrung auf der Admissionsseite (hinter dem Kolben) bei halbem Kolbenhube, d. h. daß eine Füllung $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}$ stattfindet. Fig. 7 aber gilt für die Mittellage des Gleitstückes, also für den Nullpunkt der Coulisse; die Füllung $\frac{l_1}{l}$ wird hierselbst beiläufig $= 0{,}1$.

In Fig. 3, 6 und 7 erscheint die Länge ve als das stets gleich bleibende, constante lineare (äußere) Voreilen des Verteilungsschiebers. Man ersieht ganz deutlich, wie bei abnehmender Füllung durch Vorrücken des Gleitstückes gegen den Mittelpunkt der Coulisse auch die Dauer der Ausströmung vor dem Kolben abnimmt, hingegen mit der Expansionsphase zugleich die übrigen Phasen der Dampfverteilung (Compression, Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung), und zwar in der Weise zunehmen, daß am Nullpunkte der Coulisse (Fig. 7) die Gleichheit der Dauer der folgenden Phasen eintritt:

Hinter dem Kolben:	Vor dem Kolben:
Einströmung (l_1) =	Vor-Einströmung $(l—l_4)$
Expansion $(l_3—l_1)$ =	Compression $(l_4—l_2)$
Vor-Ausströmung $(l—l_3)$ =	Ausströmung l_2.

Da die (den Kolbenwegen nach) gleich dauernden Phasen auch bei gleich verlaufenden Dampfspannungen (und zwar stets einerseits im förderlichen, andererseits im hinderlichen Sinne) stattfinden, so ist die resultierende Dampfwirkung am Nullpunkte der Coulisse eben der Nulle gleich.

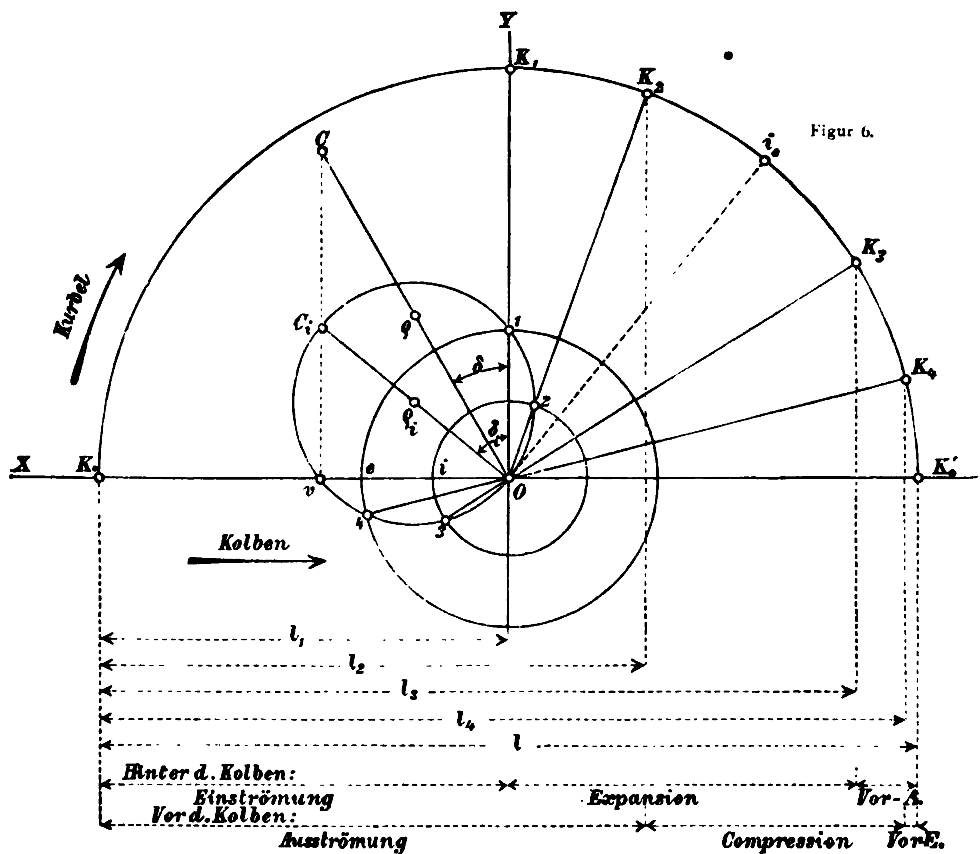
Aus Fig. 7 ist außerdem leicht zu ersehen, daß am Nullpunkte der Coulisse wegen

$$\delta_i = 90°$$
$$\varrho_i = \varrho \sin \delta$$

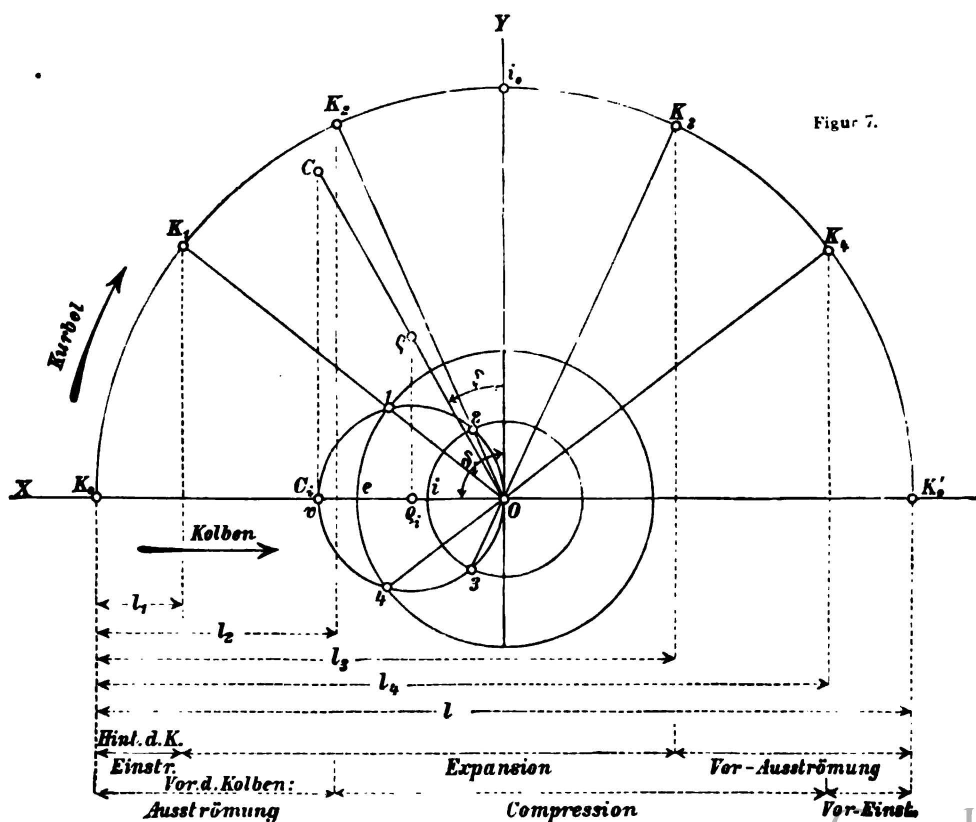
der Schieberweg (diesfalls mit ξ' bezeichnet) für einen beliebigen Kurbelwinkel (diesfalls mit w' bezeichnet) durch den speciellen Ausdruck:

$$\xi' = \varrho \sin \delta \cos w' \quad . \quad . \ 14^1)$$

gegeben ist.



Figur 6.



Figur 7.

3. KAPITEL.

Grundgesetze für die Dampfmaschinen-Theorie aus der Mechanik der Gase.

§ 10.

Das einfache Mariottesche Gesetz.

Der Zustand irgend einer in Betracht zu ziehenden Gasmenge oder auch Dampfmenge (insoweit diese ganz und gar in Gasform verharrt) vom Gewichte $\mathfrak{G}$ ist durch drei Elemente bestimmt und diese sind:

das (absolute) Volumen V;
die Spannung (als Druck pro Flächeneinheit) P;
die Temperatur (nach Celsius) t.

Für irgend einen andern Zustand dieser Gasmenge (oder aber einer andern, jedoch gewichtlich gleich großen Gasmenge derselben Art) seien die Werte der charakterisierenden (bestimmenden) Elemente beziehungsweise

$$V_1 \quad P_1 \quad t_1.$$

Für $t = t_1$, also im Falle einer in beiden Zuständen gleich hohen (bezw. gleich hoch anzunehmenden) Temperatur, gilt (bezw. ist anwendbar) die Beziehung:

$$\left.\begin{array}{r} \frac{P}{P_1} = \frac{V_1}{V} \\ \text{oder aber } P\,V = P_1\,V_1 = \ldots\ldots = \text{Const.} \end{array}\right\} \quad \ldots 15.)$$

als Ausdruck des (einfachen) Mariotteschen Gesetzes: Bei gleicher Temperatur sind die Spannungen den Volumen umgekehrt proportional, oder aber: Bei gleicher Temperatur ist das Product aus Spannung und Volumen eine constante Größe.

Für Zustands-Änderungen, also für den Übergang des gasförmigen Körpers aus dem Zustande P_1 neben V_1 in den Zustand P neben V ist dieses einfache Gesetz nur unter der Bedingung ohne weiteres anwendbar, daß hierbei

die Temperatur ungeändert bleibt, d. h. daß tatsächlich $t = t_1$ ist. Dies ist streng genommen nur bei der Volumen- (und Spannungs-) Änderung ohne Arbeits-Verrichtung, also bei dem simplen Mischen der Gase der Fall. Die wissenschaftlich berechtigte Anwendung dieses einfachen Gesetzes für die Zustandsänderungen der Gase ist sonach eine sehr beschränkte.

Note. Der Techniker macht indes von dem Mariotteschen Gesetze wegen seiner Einfachheit überall dort Gebrauch, wo die Bedingung seiner Berechtigung ($t = t_1$) auch nur annähernd erfüllt wird, bezw. wo der durch den Gebrauch dieses einfachen Gesetzes begangene principielle Fehler in dem Resultate sich verhältnismäßig wenig ausgiebig erweiset, — etwa nicht ausgiebiger als andere, unvermeidliche Fehler (Beobachtungsfehler, Schätzungsfehler etc.), wovon unten das Weitere folgt.

§ 11.

Das Gay-Lussacsche Gesetz.

Mit dem Mariotteschen Gesetze parallel ist das empirische Gesetz von Gay-Lussac, welches für zwei Zustände $V\ P\ t$ und $V_1\ P_1\ t_1$ einer Gasmasse (oder für zwei gleiche Gasmassen derselben Art) die Gleichheit der Spannungen ($P = P_1$) voraussetzt und demgemäß die Regel der Volumen-Veränderung durch die Erwärmung ausdrückt. Dieser Ausdruck hängt mit der Einrichtung unseres Thermometers (Einteilung zwischen dem Eispunkte und Siedepunkte des Wassers in 100 gleiche Intervalle, wovon ein jedes einem durchaus gleichen aliquoten Teile des Volumens der thermometrischen Flüssigkeit bei 0 Grad entspricht) streng zusammen. Bezeichnet

V_0 das Gas-Volumen bei 0° Celsius und

α den Ausdehnungs-Coëfficienten des Gases von 0° auf 1° Cels.,

so ist $\alpha\ V_0$ die Volumzunahme von 0° um jeden Wärmegrad, d. h.

$$V = V_0 + \alpha\ V_0\ t = V_0\,(1 + \alpha\ t)$$
$$V_1 = V_0 + \alpha\ V_0\ t_1 = V_0\,(1 + \alpha\ t_1)$$

somit nach Gay-Lussac:

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{V}{V_1} = \dfrac{1 + \alpha\ t}{1 + \alpha\ t_1} = \dfrac{\frac{1}{\alpha} + t}{\frac{1}{\alpha} + t_1} = \dfrac{T}{T_1} \\ \text{hierbei } T = \dfrac{1}{\alpha} + t \text{ und } T_1 = \dfrac{1}{\alpha} + t_1 \end{array}\right\} \quad \ldots\ 15'.)$$

Die um $\frac{1}{\alpha}$ vermehrten Temperaturen nach Celsius werden die absoluten Temperaturen genannt, und würden von einem (sogen. „natürlichen") Thermometer angegeben werden, dessen Nullpunkt um $\frac{1}{\alpha}$ Grade Celsius tiefer zu denken ist, als der Eispunkt. Hiermit lautet das Gay-Lussacsche Gesetz in Worten: Bei gleicher Spannung verhalten sich die Gas-Volumina wie die absoluten Temperaturen.

Für atmosphärische Luft, wohl auch für trockenen (durchaus gasförmigen) Wasserdampf und andere Gase ist

$$\left.\begin{array}{l} \alpha = 0{,}00366{,}5;\ \frac{1}{\alpha} = 272{,}65 = 273 \\ \text{somit } T = \frac{1}{\alpha} + t = 273 + t \text{ und } T_1 = \frac{1}{\alpha} + t_1 = 273 + t_1 \end{array}\right\} \text{ ad 15'.)}$$

§ 12.

Das combinierte Gay-Lussac-Mariottesche Gesetz.

Durch die Combination des Mariotteschen Gesetzes (15):

$$\frac{V}{V_1} = \frac{P_1}{P} \quad (\text{bei } T = T_1)$$

mit dem Gay-Lussacschen Gesetze (15'):

$$\frac{V}{V_1} = \frac{T}{T_1} \quad (\text{bei } P = P_1)$$

ergibt sich das (combinierte) Gay-Lussac-Mariottesche Gesetz:

$$\left.\begin{array}{l} \frac{V}{V_1} = \frac{P_1}{P}\,\frac{T}{T_1} \\ \text{oder } \frac{VP}{T} = \frac{V_1 P_1}{T_1} = \ldots = \text{Const.} \end{array}\right\} \ldots 16.)$$

Dieses Gesetz hat für zwei (oder beliebig mehrere) in Betracht zu ziehende Zustände eines gasförmigen Körpers ganz allgemeine Geltung, ohne Rücksicht darauf, wie diese Zustände entstanden sind.

Für die Gewichtseinheit $\mathfrak{G}$ (= 1 Kgr.) nennen wir das Gasvolumen: das specifische Volumen und bezeichnen dasselbe mit v, v_1 etc. — eben so wie wir das Gasgewicht für die Volumeneinheit als specifisches Gewicht mit σ, σ_1 etc. bezeichnen; definitionsmäßig ist sodann:

$$V = v\,\mathfrak{G};\quad V_1 = v_1\,\mathfrak{G} \text{ etc.}$$

$$\mathfrak{G} = V\sigma = V\sigma_1 = \text{etc.}$$

somit

$$\frac{V}{V_1} = \frac{v}{v_1} = \frac{\sigma_1}{\sigma}$$

ferner

$$v\,\sigma = v_1\,\sigma_1 = \ldots = 1$$

d. h.

$$v = \frac{1}{\sigma};\quad v_1 = \frac{1}{\sigma_1} \text{ etc.}$$

$$\sigma = \frac{1}{v};\quad \sigma_1 = \frac{1}{v_1} \text{ etc.}$$

Mit diesen selbstverständlichen Relationen lautet das combinierte Gay-Lussac-Mariottesche Gesetz für die Gewichtseinheit (1 Kgr.) eines beliebigen Gases, wie folgt:

$$\frac{vP}{T} = \frac{P}{\sigma T} = R \quad \ldots \quad 16'.)$$

Diese Constante R des Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetzes hat für jedes Gas einen bestimmten numerischen Wert, welcher sofort zu eruieren ist, wenn man die drei characterisierenden Elemente P, T und v (oder aber σ) für irgend

einen Zustand dieses Gases kennt, was bei sämtlichen technisch oder sonst wissenschaftlich interessanten Gasen (und Dämpfen) allerdings der Fall ist.

So hat z. B. die atmosphärische Luft bei der conventionellen „atmosphärischen“ Spannung (sog. „neue Atmosphäre“) $P = \mathfrak{A} = 10000$ Kgr. pro Qu.-Met. (einer Quecksilbersäule von $735{,}5$ Millim. Höhe entsprechend) und bei $t = 0°$ Cels. also (gemäß 15' und ad 15') bei $T = \frac{1}{\alpha} + t$ diesfalls $= \frac{1}{\alpha} = 273$, das spezifische Gewicht $\sigma = 1{,}2515$ Kgr. pro Cub.-Met.; es ist sonach für die atmosphärische Luft jene Constante

$$R = \frac{P}{\sigma T} = \frac{10000}{1{,}2515 \cdot 273} = 29{,}27$$

für die alte Annahme der Atmosphäre $P = \mathfrak{A} = 10333$ Kgr. pro Qu.-Met. (einer Quecksilbersäule von 760 Millim. als dem mittleren Barometerstande an der Meeresfläche entsprechend) ist ebenfalls bei $t = 0°$ Cels. also bei $T = 273$ das specifische Gewicht der atmosphärischen Luft $\sigma = 1{,}2932$ Kgr. pro Cub.-Met., woraus abermals

$$R = \frac{P}{\sigma T} = \frac{10333}{1{,}2932 \cdot 273} = 29{,}27$$

folgt.

Für irgend ein anderes Gas ergibt sich $R = \frac{29{,}27}{\delta}$, wenn δ die Dichte dieses Gases (für Luft = 1) bezeichnet.

§ 13.

Das Poissonsche oder potenzierte Mariottesche Gesetz.

Das combinierte Gay-Lussac-Mariottesche Gesetz läßt uns trotz seiner allgemeinen Gültigkeit dann im Stiche, wenn wir die für uns hauptsächlich wichtige Frage beantworten wollen:

Wie ändern sich die den Zustand des Gases (oder Dampfes) characterisierenden Elemente $V\ P\ t$, wenn dasselbe mit Arbeitsverrichtung in einem gewissen Verhältnisse (dem Volumen oder der Spannung nach) expandiert, oder aber durch äußere Arbeit in einem solchen Verhältnisse comprimiert wird? — selbstverständlich vorausgesetzt, daß hierbei weder die Annahme einer constanten Temperatur noch jene einer constanten Spannung gestattet ist.

Um des betreffenden Gesetzes habhaft zu werden, müssen wir zuvörderst die Bedeutung der Constanten R des Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetzes kennen und zum Ausdrucke bringen. Dieselbe hat die Bedeutung (und den Wert) derjenigen äußeren Arbeit A_r, welche die Gewichtseinheit (1 Kgr.) des betreffenden Gases verrichtet, wenn dasselbe in einem wärmedichten Gefäße unter constantem Drucke um 1 Grad (Cels. oder absolut) erwärmt wird: $R = A_r$.*)

*) Um dies zu erkennen, denken wir 1 Kgr. Gas in einem mit wärmedichten Wänden versehenen (stehenden) Cylinder vom Querschnitte $= 1\ m^2$ durch einen Kolben dicht abgeschlossen, welcher (vermöge seines Gewichtes abzüglich der Kolbenreibung) genau einen Druck $= P_1$ (nach abwärts) auf das Gas ausübt; das anfängliche (specifische) Gasvolumen v_1 ist zugleich der anfängliche Abstand des Kolbens von dem Cylinderboden, und die anfängliche Gastemperatur sei T_1. Wir erwärmen nun das Gas um 1° (Cels. oder absolut), sodaß die schließliche Temperatur $T = T_1 + 1$ wird; das schließliche (specifische) Volumen v ist zugleich der schließliche Abstand des Kolbens von dem Cylinderboden, somit $v - v_1$ der von dem Kolben während der Erwärmung zurückgelegte Weg bei Überwindung des constanten Widerstandes P_1; es ist sonach die verrichtete Arbeit

$$A_r = P_1 (v - v_1)$$

Zu dieser Erwärmung ist eine bestimmte Wärmemenge $\mathfrak{C}'$ erforderlich, — Wärme-Capacität mit Arbeitsverrichtung (für constanten Druck) genannt; zu der Erwärmung von 1 Kgr. desselben Gases um 1° Cels. ohne Arbeitsverrichtung bei (constantem Volumen) bedarf es einer kleineren Wärmemenge $\mathfrak{C}$ — rationelle Wärmecapacität genannt. Der in Calorien ausgedrückte Unterschied $\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}$ ist die auf die Hervorbringung obiger Arbeit $A_r = R$ verwendete, bezw. die dieser Arbeit äquivalente Wärmemenge.

Da nun für eine metrische Calorie die äquivalente mechanische Arbeit (das sog. mechanische Wärmeäquivalent) einen ganz bestimmten Wert (nach Joule) $k = 424$ Met.-Kgr.**) hat, so kann man auch setzen

$$A_r = k\ (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}).$$

Mit

$$A_r = R = \frac{v\,P}{T}$$

(gemäß Obigem und 16') zusammengehalten, ergibt sich für das combinierte Gay-Lussac-Mariottesche Gesetz der Ausdruck:

$$\frac{v\,P}{T} = k\,(\mathfrak{C}' - \mathfrak{C})\ .\quad .\ 16'')$$

— gültig für 1 Kgr. Gas; für $\mathfrak{G}$ Kgr. wäre $\frac{V}{\mathfrak{G}}$ anstatt v, mithin

$$\frac{V\,P}{T} = k\,\mathfrak{G}\ (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C})\ \text{ ad } 16'')$$

zu setzen.

Dieser Ausdruck des Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetzes setzt uns in die Lage, das Gesetz der Zustandsänderung der Gase (und der in Gasform verbleibenden Dämpfe) bei der Expansion und Compression in wärmedicht gedachten Gefäßen aufzustellen.

Nach dem Gesetze der „Erhaltung der Arbeit" kann die bei der Expansion eines Gases (an einen Kolben etc.) abzugebende Arbeit nur durch die Einbuße einer äquivalenten Wärmemenge erzielt werden (Wärme wird in Arbeit umgesetzt; das expandierende Gas kühlt sich ab); ebenso wird die zum Comprimieren einer Gasmenge verwendete Arbeit die Aufnahme einer dieser Arbeit äquivalenten Wärmemenge seitens des Gases zur Folge haben (Arbeit wird in Wärme umgesetzt, das comprimierte Gas erwärmt sich).

Zwischen $v_1\ P_1\ T_1$ für den anfänglichen und $v\ P_1\ T$ für den schließlichen Zustand besteht (der constanten Spannung P_1 wegen) das Gay-Lussacsche Gesetz (15'):

$$\frac{v}{v_1} = \frac{T}{T_1} = \frac{T_1 + 1}{T_1} = 1 + \frac{1}{T_1}$$

woraus

$$\frac{v}{v_1} - 1 = \frac{1}{T} \text{ und } v - v_1 = \frac{v_1}{T_1}$$

folgt; es ist sonach die verrichtete äußere Arbeit

$$A_r = P_1\,(v - v_1) = \frac{v_1\,P_1}{T_1}$$

in welcher Größe wir (gemäß 16') die Constante R des combinierten Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetzes erkennen: $R = A_r$.

**) Vorübergehend wurde vor einiger Zeit nach Regnaults Versuchen $k = 430$ und späterhin sogar $k = 436$ angenommen; seitdem kehrte man zu dem ursprünglichen Jouleschen Versuchs-Werte $k = 424$ und sodann zu $k = 430$ als dem plausibelsten wieder zurück, was bereits vorher im 1. Kap. S. 5 udn 12) bemerkt wurde.

Note: „Arbeit" bedeutet hier „äußere" (mechanische) Arbeit, im Gegensatz zur Wärme als „innerer" Arbeit; bei der Expansion und Compression geht somit die Arbeit der einen Art in die Arbeit der anderen Art über, die Arbeit ändert nur ihre Form.

Es seien $V_1\ P_1\ T_1$ die den Zustand des Gases charakterisierenden Elemente bei Beginn der Expansion oder Compression (Anfangswerte) und

$$V\ P\ T$$

diese Elemente in irgend einem Momente der Expansion oder Compression (variable Werte); die elementare Expansionswirkung ist

$$d\ W_e = P\, d\, V\text{*)}$$

(weil V zunimmt, mithin $d\, V$ positiv ist); die elementare Compressionswirkung ist hingegen

$$d\, W_c = -P\, d\, V$$

(weil V abnimmt, mithin $d\, V$ essentiell negativ ist, während $d\, W_c$ ebenso wie $d\, W_e$ positiv sein muß).

Die elementare Wirkung ist in beiden Fällen derjenigen Wärmemenge äquivalent, welche der zugehörigen (elementaren) Temperaturänderung $d\ T$ entspricht. Wegen $T = \frac{1}{\alpha} + t$ ist $d\ T = d\ t$). Diese Wärmemenge ist für die Gewichtseinheit $= \mathfrak{C}\ dT$, für $\mathfrak{G}$ Kgr. aber $= \mathfrak{G}\,\mathfrak{C}\ dT$; multipliciert man diese (elementare) Wärmemenge mit der Äquivalent-Zahl k, so ergibt sich (numerisch) die äquivalente Arbeit, also die betreffende elementare Wirkung; und zwar hat man:

für die Expansion, da hier T abnimmt, mithin $d\ T$ essentiell negativ ist:

$$d\, W_e = -k\ \mathfrak{G}\ \mathfrak{C}\ dT.$$

für die Compression (da hier dT positiv ist):

$$d\, W_c = k\ \mathfrak{G}\ \mathfrak{C}\ dT.$$

Indem man diese beiden Ausdrücke mit den obigen ($d\, W_e = P\, d\ V$ und $d\, W_c = -P\, d\, V$) zusammenhält, ergibt sich für die Expansion und Compression gemeinschaftlich:

$$P\, d\ V = -k\ \mathfrak{G}\ \mathfrak{C}\ dT.$$

Aus dieser Gleichung läßt sich eine der drei Variablen $P\ V\ T$ eliminieren, wenn wir das stets gültige combinierte Gay-Lussac-Mariottesche Gesetz auch wirklich zur Geltung bringen, und zwar in der Form (ad 16''):

$$\frac{V\, P}{T} = k\, \mathfrak{G}\ (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}).$$

Wir erhalten durch beiderseitige Division als Differentialgleichung des Expansions- und zugleich des Compressions-Gesetzes:

$$\frac{d\ V}{V} = -\frac{\mathfrak{C}}{\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}}\ \frac{d\ T}{T}$$

*) Wenn die Expansion in einem Cylinder mittels Kolben vor sich geht, O die wirksame Kolbenfläche und x den (variablen) Kolbenweg bezeichnet, derart, daß $V = O\, x$, also $d\, V = O\, d\, x$, so hat man $d\ W_e = O\, P\, d\, x = P\, d\ V$. Das Gleiche gilt für die Compression mit dem einzigen Unterschiede, daß hierbei $d\, x$ und hiermit auch $d\ V = O\, d\, x$ essentiell negativ ist.

Indem wir das Verhältnis der beiden Wärme-Capacitäten

$$\frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = \varkappa$$

$$\text{somit } \frac{\mathfrak{C}}{\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}} = \frac{1}{\frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} - 1} = \frac{1}{\varkappa - 1}$$

setzen, erhalten wir einfach:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{\varkappa - 1} \frac{dT}{T}$$

Indem wir innerhalb (der Expansions- und Compressions-) Grenzen, und zwar innerhalb V_1 T_1 als der Anfangswerte, und V T als der Endwerte integrieren, ergibt sich:

$$\text{logn. } V \Big\}_{V_1}^{V} = -\frac{1}{\varkappa - 1} \text{ logn. } T \Big\}_{T_1}^{T} = \frac{1}{\varkappa - 1} \text{ logn. } T \Big\}_{T}^{T_1}$$

also

$$\text{logn. } \frac{V}{V_1} = \frac{1}{\varkappa - 1} \text{ logn. } \frac{T_1}{T}$$

$$\text{oder: } (\varkappa - 1) \text{ logn. } \frac{V}{V_1} = \text{logn.} \left(\frac{V}{V_1}\right)^{\varkappa - 1} = \text{logn. } \frac{T_1}{T}$$

$$\text{hiermit } \left(\frac{V}{V_1}\right)^{\varkappa - 1} = \frac{T_1}{T}$$

$$\text{d. h. } \frac{T}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa - 1} \quad . \quad . \quad \beta.)$$

Mit Heranziehung des combinierten Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetzes in seiner ursprünglichen Form (16)

$$\frac{V}{V_1} = \frac{P_1}{P} \frac{T}{T_1} \text{ d. h. } \frac{T}{T_1} = \frac{V}{V_1} \frac{P}{P_1}$$

$$\text{hat man } \frac{V}{V_1} \frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa - 1}$$

$$\text{d. h. } \frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \alpha.)$$

hieraus $\frac{V_1}{V} = \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}}$ in β) eingesetzt, ergibt sich auch

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \gamma.)$$

Die hiermit abgeleiteten Beziehungen:

$$\left.\begin{array}{l} \alpha.) \ \frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa} \\ \beta.) \ \frac{T}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa - 1} \\ \gamma.) \ \frac{T}{T_1} = \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \\ \text{hierbei } \varkappa = 1{,}41 ^{*)} \end{array}\right\} \ 17.)$$

---

*) Der numerische Wert $\varkappa = 1{,}41$ gilt in gleicher Weise für die atmosphärische Luft und für den Wasserdampf. Es ist nämlich für die atm. Luft $\mathfrak{C} = 0{,}1685$ und $\mathfrak{C}' = 0{,}2377$ Cal., während für (trockenen) Wasserdampf vorgeblich $\mathfrak{C} = 0{,}270$ und $\mathfrak{C}' = 0{,}381$ Cal. In beiden Fällen folgt $\varkappa = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = 1{,}41$. Im weiteren ist

drücken in umfassender Weise (zur Beantwortung aller einschlägigen Fragen) das Poissonsche Gesetz aus, als dasjenige Gesetz, nach welchem die Zustandsänderung (Expansion und Compression) der Gase (einschließlich der hierbei in Gasform verharrenden Dämpfe) unter Arbeitsverrichtung vor sich geht, wenn dabei jegliche Zuführung von Wärme von außen, ebenso wie jegliche Wärmeableitung durchaus vermieden wird.

Da hierin die Spannungen P und P_1 ebenso wie die Volumen V und V_1 durchaus nur in Verhältnissen erscheinen, so können dieselben in einem beliebigen Maße, insbesondere die Spannungen auch in Atmosphären (da $P = \mathfrak{A}p$ und $P_1 — \mathfrak{A}p_1$, wenn p und p_1 in Atmosphären gemeint ist und $\mathfrak{A}$ die Größe des atmosphärischen Druckes pro Flächeneinheit bezeichnet) ausgedrückt werden.

Die Beziehung α) dient zur Bestimmung der Endspannung P, wenn die Expansion oder Compression von einer gewissen Anfangsspannung P_1 in einem gewissen Verhältnisse dem Volumen nach vor sich geht; — und umgekehrt zur Eruierung des Volumenverhältnisses behufs Erzielung einer gewissen (Expansions- oder Compressions-) Endspannung P aus einer gegebenen Anfangsspannung P_1.

Die Beziehungen β) und γ) dienen zur Bestimmung der durch die Expansion oder Compression entstehenden Temperaturen; und zwar ist die erstere (β) bei gegebenem Volumenverhältnisse, die andere (γ) bei gegebenem Spannungsverhältnisse zu benützen; umgekehrt kann mittels β) und γ) auch das zu einer gewissen Temperaturänderung (Erniedrigung bei der Expansion und Erhöhung bei der Compression) erforderliche Volum- bezw. Spannungsverhältnis ermittelt werden.

Für die Annahme $\varkappa = 1$ geben die Beziehungen β) und γ) die Bedingung $T = T_1$ und die Hauptbeziehung α) geht (dieser Bedingung entsprechend) in den Ausdruck

$$\frac{P}{P_1} = \frac{V_1}{V}$$

des einfachen Mariotteschen Gesetzes über; vermöge des Exponenten $\varkappa$ an dem Volumenverhältnisse $\frac{V_1}{V}$ nach Poisson (im Vergleiche mit dem Exponenten $= 1$ nach Mariotte) ist dem Poissonschen Gesetze auch die Bezeichnung „Potenziertes Mariottesches Gesetz“ zugedacht worden. Dasselbe kann (gemäß α) auch in der Form ausgedrückt werden:

$$PV^{\varkappa} = \text{Const.} \quad . \ . \ \text{ad } 17)$$

(analog dem Ausdrucke $PV =$ Const. des einfachen Mariotteschen Gesetzes).

Wenn man einerseits das Mariottesche, andererseits das Poissonsche Gesetz, bezogen auf ein rechtwinkliges Achsensystem, graphisch darstellt, indem man die Volumen V (bei einer Kolbenmaschine die denselben proportionalen Kolbenwege) als Abscissen (x), die Spannungen P (nach Belieben p in Atmosphären) als Ordinaten (y) betrachtet, so ergibt das einfache Mariottesche Gesetz

---

$$\text{zu} \quad \varkappa = 1{,}41 \ . \ . \ . \ \frac{1}{\varkappa} = 0{,}709$$

$$\text{„} \quad \varkappa - 1 = 0{,}41 \ . \ . \ . \ \frac{1}{\varkappa - 1} = 2{,}44$$

$$\text{„} \quad \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} = 0{,}291 \ . \ . \ . \ \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = 3{,}44.$$

Regnault fand für den Wasserdampf in der Nähe des Condensationspunktes $\mathfrak{C}' = 0{,}4805$, woraus sich durch Rechnung $\mathfrak{C} = 0{,}3694$ und $\frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = 1{,}301$ ergab. Für die technische Anwendung ist dies nicht von besonderem Belange.

(der Gleichung $xy = \text{Const.}$ entsprechend) eine (gleichseitige) Hyperbel, deren beide Arme sich den beiden Coordinatenaxen, als Asymptoten, gleichmäßig nähern. Wegen der hierbei vorausgesetzten constanten Temperatur nennt man diese Zustands-Curve (als die die Zustandsänderung bei der Expansion oder Compression unter der angegebenen Voraussetzung darstellende Linie) die isothermische Curve. Für das Poissonsche Gesetz erhält man (der Gleichung $x^{\varkappa}y = \text{Const.}$ entsprechend) eine ähnliche Curve, welche ebenfalls die beiden Achsen zu Asymptoten hat, welche jedoch (von einem gewissen Punkte ausgehend) sich der Abscissenachse (Achse der V) schneller nähert; d. h. während der Expansion nehmen die Spannungen (als Ordinaten) schneller ab und während der Compression nehmen sie schneller zu, als bei der Mariotteschen Curve.

§ 14.
Über die technische Anwendung des einfachen Mariotteschen und des Poissonschen Gesetzes.

Das einfache Mariottesche Gesetz ist nur unter der Bedingung gültig, daß bei der betreffenden Zustandsänderung des Gases oder (gasförmig verbleibenden) Dampfes die Temperatur nicht geändert wird. Hingegen setzt das Poissonsche Gesetz als Bedingung vollkommen wärmedichte Wände derjenigen Gefäße voraus, in denen die arbeitentwickelnde Expansion oder die arbeitverzehrende Compression vor sich geht. Was insbesondere das der mechanischen Wärmetheorie entsprechende Poissonsche Gesetz betrifft, so resultiert nach demselben bei der Compression des ursprünglich gesättigten Wasserdampfes ansehnlich überhitzter Dampf, bei der Expansion des gesättigten Dampfes hingegen ansehnlich „unterhitzter“ (ungesättigter), also ein unmöglicher Dampf*), bezw. es büßet hierbei der gesättigte Dampf teilweise

*) Wir comprimieren (beispielsweise) atmosphärischen Wasserdampf, dessen anfängliche Spannung also $p_1 = 1$ neue Atm. ($= 1$ Kgr. pro cm²), auf eine Spannung $p = 2^1/_2$ Atm. und fragen nach der Endtemperatur. Es ist $\frac{P}{P_1} = \frac{p}{p_1} = 2{,}5$; gemäß Fliegners Tabelle (Pract. T. S. 190 oder 194) ist die anfängliche Temperatur $t_1 = 99{,}09°$ C., also $T_1 = 273 + t_1 = 372{,}1$; hiermit ergibt sich nach 17. γ, S. 33 die Endtemperatur

$$T = T_1 \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 372{,}1 \,.\, 2{,}5^{\,0{,}291} = 475°$$

d. i. $t = T - 273 = 202°$ Cels. Durch die Compression entsteht somit ein Wasserdampf von $2{,}5$ Atm. Spannung bei einer Temperatur von 202° Cels. Nun besitzt der gesättigte Wasserdampf von $2{,}5$ Atm. nach Fliegners Tab. eine Temperatur von nur $126{,}7°$ Cels. — es ist sonach der aus ursprünglich gesättigtem Dampfe durch die Compression entstehende Dampf ansehnlich überhitzt.

Wir lassen nun gesättigten Wasserdampf von $p_1 = 5$ Atm. (wozu nach Fliegners Tab. $t = 151°$ C.) auf $p = 2$ Atm. expandieren, und fragen abermals nach der Endtemperatur. Die absol. Anfangs-Temperatur ist $T_1 = 273 + t_1 = 424°$ während $\frac{P}{P_1} = \frac{p}{p_1} = 0{,}4$. Nach 17. γ, S. 33 ergibt sich die absolute Endtemperatur

$$T = T_1 \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 424 \,.\, 0{,}4^{\,0{,}291} = 324{,}8°$$

d. i. $t = T - 273 = 52°$ Cels. Bei der Expansion des gesättigten Dampfes entstünde somit nach dem Poissonschen Gesetze ein Wasserdampf von 2 Atm. Spannung bei 52° Cels. Nun besitzt aber der gesättigte Dampf von 2 Atm. nach Fliegner eine Temperatur von $119{,}6°$ Cels.; jener expandierte Dampf wäre also sehr ansehnlich kühler, als der gesättigte Dampf von gleicher Spannung; ein solcher Dampf ist undenkbar, und das erhaltene Resultat bedeutet, daß bei der Expansion des gesättigten Wasserdampfes mit Arbeitsverrichtung durch die übergroße Abkühlung ein ansehnlicher Teil desselben tropfbar niederschlagen wird, und mit dem in Dampfform verharrenden Anteile ein Gemisch von Dampf und tropfbarem Wasser (in Dunstform) bildet.

seinen gasförmigen Aggregatzustand ein und bildet (bei partieller Condensation) ein Gemisch von Dampf und Wasser.

Dieses (Poissonsche) Gesetz ist somit, selbst bei der Voraussetzung, daß die Bedingung seiner Gültigkeit eintrifft, für expandierenden Wasserdampf zur rechnungsmäßigen Feststellung seines Endzustandes unanwendbar; es führt uns wohl zu dem richtigen Schlusse, daß bei der Expansion des ursprünglich gesättigten Wasserdampfes mit Arbeitsverrichtung die Temperatur in einem höheren Maße sinkt, als es die hierbei abnehmende Spannung für den Sättigungszustand erfordern würde, daß somit eine partielle Condensation (Dunstbildung) innerhalb des expandierenden Dampfes stattfindet, welche Erscheinung auch schon experimentell beobachtet und constatiert wurde: wie groß aber die wirkliche Spannung und die wirkliche Temperatur des hierbei in Gasform verharrenden Dampfes (bezw. des Gemisches) ist, darüber läßt uns das Poissonsche Gesetz im unklaren. Indes wird die Bedingung der Gültigkeit dieses Gesetzes in der Anwendung nie ganz erfüllt, denn wärmedichte Gefäße (welche nämlich jegliche Wärme-Mitteilung an den expandierenden gasförmigen Körper von außen eben so wie jegliche Wärme-Ableitung von dem in Compression begriffenen Gase oder Dampfe nach außen vermeiden ließen) gibt es eben trotz der sorgfältigsten Einhüllungen der betreffenden Maschinen-Cylinder in der Anwendung nicht. Eben so wenig ist aber auch die Gültigkeitsbedingung des einfachen Mariotteschen Gesetzes in der Anwendung vollständig zu erfüllen, die Bedingung nämlich, daß dem expandierenden Gase (oder Dampfe) von außen (durch die Warmhaltung der Cylinderwände) gerade zu viel Wärme zugeführt würde, und daß andererseits dem in Compression befindlichen Gase (oder Dampfe) nach außen durch die kühlende Wirkung der Cylinderwände gerade so viel Wärme entzogen würde, daß hiermit im ersteren Falle die Abkühlung (bei der Expansion), im zweiten Falle die Erwärmung (bei der Compression) ganz paralysiert werden und somit in beiden Fällen die Temperatur ungeändert (constant) erhalten werden könnte.

Wenn nun nahezu in allen Fällen der technischen Anwendung die betreffenden Umstände derartig sind, daß sie zwar weder der Bedingung des Mariotteschen noch jener des Poissonschen Gesetzes entsprechen, wohl aber irgend dazwischen liegende Verhältnisse darbieten, so wird für die tatsächliche Zustandsänderung des expandierenden oder zu comprimierenden Gases (oder Dampfes) ein Gesetz in Anwendung gebracht werden können, welches zwischen dem Mariotteschen Gesetze $P\,V = \text{Const.}$ und dem Poissonschen Gesetze $P\,V^{\varkappa} = \text{Const.}$ irgend dazwischen liegt, also ein (sagen wir:) Modificiertes Poissonsches Gesetz:

$$\left.\begin{array}{c} \dfrac{P}{P_1} = \left(\dfrac{V_1}{V}\right)^k \\ \text{bezw. } P\,V^k = \text{Const.} \end{array}\right\} \quad 17'.)$$

worin der Exponent k irgend einen zwischen der Einheit (Mariotte) und zwischen $\varkappa = 1{,}41$ (Poisson) liegenden Wert annimmt, welcher nach den jeweilig obwaltenden Verhältnissen — nach der Intensität der tatsächlichen Erwärmung oder Abkühlung von außen — zu beurteilen sein wird. Dabei wird jedoch der Techniker in solchen Fällen, in welchen vermöge der obwaltenden Verhältnisse der Exponent k irgend näher der Einheit liegt und überall dort, wo durch die Annahme $k = 1$ ein verhältnismäßig unansehnlicher Fehler begangen wird,

die Annahme $k = 1$ wirklich machen, d. h. er wird sich nach aller Möglichkeit des einfachen Mariotteschen Gesetzes — eben seiner Einfachheit und Handsamkeit wegen — bedienen, und eventuell den hiermit zu begehenden Fehler durch anderweitige entsprechende Annahmen nach Möglichkeit paralysieren.

In solcher Weise wird (um hier zugleich mit den Dampfmaschinen auch die verwandten Luftcompressions- und die Preßluft-Maschinen vorübergehend zu berücksichtigen) bei den Niederdruck-Gebläsen (auch für große Hochöfen), welche einen Überdruck von $\frac{1}{2}$ Atmosphäre (38 Centm. Quecksilber) kaum übersteigen, ohne weiteres das einfache Mariottesche Gesetz zur Anwendung kommen können, weil hierbei die mit der Compression verbundene Temperaturerhöhung eine zu geringe ist, als daß durch ihre Vernachlässigung ein technisch fühlbarer Fehler zu begehen wäre. Hingegen wird bei den Hochdruck- (Bessemer-) Gebläsen, in welchen die Temperaturerhöhung durch die Luftverdichtung eine bedeutende, wenn auch nicht der Bedingung wärmedichter Gefäße ganz entsprechende ist, für die Zustandsänderung der Luft das modificierte Poissonsche Gesetz (mit einem Werte von k nahe mitten zwischen 1 und $1{,}_{41}$) anzuwenden sein.

Bei den Compressoren (Erzeugern von Preßluft als Secundär-Motor) wird für die Zustandsänderung der Luft (bezüglich P und V) innerhalb eines Trocken-Compressors beiläufig das gleiche Gesetz (wie für die Hochdruck-Gebläse), jedoch mit einem je nach der Intensität der äußeren Kühlung etwas variierenden Werte von k (etwa zwischen $k = 1{,}_{15}$ und $k = 1{,}_{25}$) in Anwendung gebracht werden können. Hingegen wird bei einem nassen Compressor mit durchgreifender Kühlung für die Zustandsänderung der Luft innerhalb desselben zumeist die Annahme gestattet sein, daß die Abkühlung der Luft durch die Einspritzung nahe bis auf die ursprüngliche Lufttemperatur erfolge, d. h. daß die Temperatur nahezu ungeändert bleibe, weshalb in betreff des Verhaltens von Spannung und Volumen (ohne einen namhaften Fehler) das einfache Mariottesche Gesetz in Anwendung gebracht werden kann.*)

Bei den Dampfmaschinen wird für die gewöhnliche (unansehnliche) Compression (eben wegen ihrer Unansehnlichkeit) das einfache Mariottesche Gesetz anzuwenden gestattet sein. Bei Maschinen mit Compression im engeren Sinne (bis nahe zur Gegendampfspannung) wird hingegen erstlich für (verhältnismäßig) trockenen Dampf das modificierte Poissonsche Gesetz etwa mit $k = 1{,}_2$, für mäßig feuchten Dampf etwa mit $k = 1{,}_1$, für feuchten Dampf

---

*) Für die Beurteilung der von der betreffenden (primären) Kraftmaschine zu entwickelnden Leistung ist jedoch zu beachten, daß dieselbe (außer der der Zustandsänderung der Luft innerhalb des Compressors entsprechenden Wirkung) auch noch denjenigen Anteil der mechanischen Arbeit zu entwickeln hat, welcher in der Form von Wärme an die kühlenden Wände und an das Kühlwasser abgegeben wird, und welcher im Innern des Preßcylinders an dem Verhalten der Spannungen nicht zur Wahrnehmung gelangt. Dieser Umstand bedingt bei den Preßluft-Anlagen einen sehr bedeutenden Effectverlust zwischen der primären Kraftmaschine und der Preßluftmaschine, als der secundären Kraftmaschine, welcher Verlust bei den Trocken-Compressoren noch ansehnlich größer als bei den nassen Compressoren (mit Einspritzung) ausfällt, insofern die Preßluft auch bei den ersteren in einer langen Leitung bis nahe auf die Temperatur der äußeren (atmosphärischen) Luft abgekühlt wird, welche nachträgliche Abkühlung bedeutend ungünstiger auf die Effectverhältnisse einwirkt, als die gleich im (nassen) Compressor selbst bewirkte Abkühlung. In mäßigem Grade kommt ein solcher Effectverlust auch bei den Hochdruck-Gebläsen zur Geltung.

aber mit $k = 1$ (also diesfalls das einfache Mariottesche Gesetz) anzuwenden sein; bei sehr feuchtem Dampfe kann k sogar etwas unter die Einheit sinken.

Was nun die Expansion bei den Dampfmaschinen als Hauptsache betrifft, so ist zu unterscheiden, ob ein Dampfhemd vorhanden ist oder nicht. Bei den Dampfhemd-Maschinen halten wir im allgemeinen die Annahme für gestattet, daß die Erwärmung des expandierenden Dampfes von außen der inneren Abkühlung nahezu das Gleichgewicht hält und wenden daher ohne weiteres das einfache Mariottesche Gesetz an (nach welchem sich diesfalls die Spannungen der Indicator-Diagramme annähernd auch tatsächlich verhalten); insbesondere bei gleichzeitiger Receiver-Heizung der Mehrcylinder- (Verbund-) Maschinen kann die Expansionscurve erwiesenermaßen sogar über die Mariottesche (isothermische) Curve steigen, d. h. $k < 1$ werden (was wir indes sicherheits- und einfachheitshalber nicht zur Geltung bringen wollen). Bei mangelndem Dampfhemde wäre für die Expansion von rechtswegen die Anwendung des modificierten Poissonschen Gesetzes geboten und wir halten die Beachtung dieses Gebotes im Principe aufrecht: doch der Einfachheit der betreffenden zahlreichen Berechnungen wegen, so wie in Anbetracht des Umstandes, daß der Mangel des Dampfhemdes bei einer jeden Maschine, welche auch nur halbwegs den Anspruch auf Vollkommenheit machen soll, als ein Verstoß gegen die fachliche Raison zu betrachten ist und daß es eben bei minder vollkommenen Maschinen auf eine besondere Accuratesse der Berechnung gar nicht ankommen kann, können wir uns erlauben, auch die Maschinen ohne Dampfhemd zwar ebenfalls nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze zu rechnen, hierbei jedoch der geringeren Expansions-Wirkung derselben in anderer Weise (durch entsprechende Annahmen bezüglich der Größe der schädlichen Räume und der Droßlung) Rechnung zu tragen.

Bei den Preßluftmaschinen (als secundären Kraftmaschinen) endlich wird für die Expansion gleich wie für die Compression das modificierte Poissonsche Gesetz mit einem ansehnlichen Werte von k anzuwenden sein. Im Falle die Preßluft zuvor erwärmt wird, erhält k einen entsprechend kleineren Wert, die Wirkung wird hierdurch gesteigert, hauptsächlich aber die Eisbildung beim Auspuff vermieden.

Man wird wohl nicht viel fehlen, wenn man die Leistung der Preßluftmaschinen nach jener der Dampfmaschinen mit Auspuff ohne Hemd beurteilt.

4. KAPITEL.

Bestimmung der Dampfwirkung in irgend einer Phase der Dampfverteilung.

§ 15.

Dampfwirkung bei constantem (eventuell mittlerem) Dampfdrucke.

Wenn bei einer Dampfmaschine O die Größe der Kolbenfläche bezeichnet, welche dem Dampfdrucke ausgesetzt ist (wirksame Kolbenfläche), und wenn dieser Druck während irgend einer Phase der Dampfverteilung entweder constant $= P_c$ pro Flächeneinheit, oder aber wenn P_c der mittlere Wert des etwa vorhandenen veränderlichen Dampfdruckes während dieser Phase ist, welche durch einen Kolbenweg λ andauert, dann beträgt die betreffende Dampfwirkung einfach

$$W = OP_c \lambda \quad . \quad . \quad 18.)$$

Hierbei ist $O\lambda$ das von der wirksamen Kolbenfläche O zurückgelegte Volumen $= V_c$; man hat somit auch:

$$W = P_c \, V_c \quad . \quad . \quad 18'.)$$

Mit Ausnahme der Expansions- und Compressionsperiode können alle übrigen Phasen der Dampfverteilung in betreff der Dampfwirkung mittels 18) resp. 18') erledigt werden. Die Expansionswirkung und die Compressionswirkung wird aber entweder (und zwar überall dort, wo es nur halbwegs angeht) nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze, oder aber nach dem (entsprechend „modificierten“) Poissonschen Gesetze zu bestimmen sein. Die Entwicklung der betreffenden Formeln folgt in den nächsten zwei Paragraphen.

§ 16.

Bestimmung der Expansionswirkung und der Compressionswirkung unter Annahme des einfachen Mariotteschen Gesetzes.

Es expandiere ein (anfängliches) Dampfvolumen V_1 bei der (anfänglichen) Spannung P_1 pro Flächeninhalt auf ein (schließliches) Volumen V_2; es sei V das (variable) Volumen und P die (variable) Spannung in irgend einem Momente

der Expansion, so ist die elementare Expansionswirkung (da bei der Expansion V zunimmt, mithin dV positiv ist):

$$dW_e = P dV^{*)}$$

Wenn hingegen das (anfängliche) Dampfvolumen V_1 bei der (anfänglichen Spannung P_1 pro Flächeneinheit auf das (schließliche) Volumen V_2 comprimiert wird, und wenn V und P die veränderlichen Werte des Volumens und der Spannung in irgend einem Momente der Compression bezeichnen, so ist die elementare Compressionswirkung (da bei der Compression V abnimmt, mithin dV essentiell negativ ist):

$$dW_c = -P\,d\,V.$$

Nimmt man nun an, daß sich die variablen P und V in beiden Fällen nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze verhalten, wonach beiderseits

$$\frac{P}{P_1} = \frac{V_1}{V} \text{ d. h. } P = P_1\,V_1\,\frac{1}{V}$$

zu setzen ist, so hat man zunächst für die Expansionswirkung W_e

$$dW_e = P_1\,V_1\,\frac{dV}{V}$$

Innerhalb der Grenzen V_1 (als Anfangswert) und V_2 (als Endwert) integriert, ergibt sich:

$$W_e = P_1\,V_1 \text{ logn. } V \Big\}_{V_1}^{V_2}$$

$$W_e = P_1\,V_1 (\text{logn. } V_2 - \text{logn. } V_1), \text{ d. h.}$$

$$W_e = P_1\,V_1 \text{ logn. } \frac{V_2}{V_1}, \text{ oder}$$

$$\left.\begin{aligned} W_e &= P_1\,V_1 \text{ logn. } \varepsilon \\ \text{wobei } \varepsilon &= \frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \ 19)$$

ε ist der (wahre) Expansionsgrad (größer als die Einheit).

Desgleichen hat man für die Compressionswirkung W_c gemäß Obigem

$$dW_c = -P_1\,V_1\,\frac{dV}{V}$$

$$W_c = -P_1\,V_1 \text{ logn. } V \Big\}_{V_1}^{V}$$

woraus einfach (durch Vertauschung der Integrationsgrenzen)

$$W_c = P_1\,V_1 \text{ logn. } \frac{V_1}{V_2}$$

folgt; oder aber

$$\left.\begin{aligned} W_c &= P_1\,V_1 \text{ logn. } \varepsilon_1 \\ \text{wobei } \varepsilon_1 &= \frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \ 19')$$

ε_1 ist der Compressionsgrad (größer als die Einheit).

Zusatz.

Da nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze das Produkt $P_1\,V_1 = P_2\,V_2 = P_x\,V_x$ gesetzt werden kann, wobei P_x und V_x zusammengehörige Werte von Spannung und Volumen in irgend einem beliebigen Zustande der in Betracht

*) Wenn O die wirksame Kolbenfläche und x den (variablen) Kolbenweg bezeichnet, so ist zuvörderst $dW_e = OPdx$; da nun $Odx = dV$, so ist $dW_e = PdV$.

gezogenen Gasmenge oder in Gasform verharrenden Dampfmenge bezeichnen, so kann man (anstatt 19 und 19') auch setzen:

die Expansionswirkung $W_e = P_x V_x \text{logn.}\, \varepsilon$ . . ad 19.)
„ Compressionswirkung $W_c = P_x V_x \text{logn.}\, \varepsilon_1$ . . ad 19'.)

wobei ε und ε_1 die in 19 und 19' angesetzten Werte (beide > 1) haben.

§ 17.

Bestimmung der Expansionswirkung und der Compressionswirkung nach dem Poissonschen Gesetze.

Das betreffende Gesetz lautet allgemein:

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^k \text{ oder } PV^k = \text{Const.}$$

wobei nach Poisson, wenn jegliche Wärmeaufnahme, resp. Wärmeabgabe vermieden wird, oder aber wenn die der Wärmeaufnahme resp. Wärmeabgabe entsprechende Arbeit in die Expansions- resp. Compressionswirkung einbezogen wird, der Exponent

$$k = \varkappa = 1{,}41 \text{ (siehe S. 33);}$$

in sonstigen Fällen ist $k < 1{,}_{41}$ und (in der Regel) $k > 1$ (siehe S. 36).

Es ist zunächst für die Expansionswirkung W_e gemäß dem vorangehenden § 16, S. 40.

$$dW_e = P\,d\,V$$

und hierin nach dem obangesetzten Gesetze

$$P = P_1 \left(\frac{V_1}{V}\right)^k = P_1 V_1^k \frac{1}{V^k} = P_1 V_1^k V^{-k}$$

somit

$$d W_e = P_1 V_1^k V^{-k}\, d\, V.$$

Da k eine Constante ist, so folgt für die Integrationsgrenzen V_1 (als Anfangswert) und V_2 als (Endwert):

$$W_e = P_1 V_1^k \left.\frac{V^{-k+1}}{-k+1}\right\}_{V_1}^{V_2} = P_1 V_1^k \left.\frac{V^{-k+1}}{k-1}\right\}_{V_2}^{V_1}$$

$$W_e = P_1 V_1^k \frac{1}{k-1} (V_1^{-k+1} - V_2^{-k+1}) = P_1 V_1 \frac{1}{k-1}\left(1 - \frac{V_1^{k-1}}{V_2^{k-1}}\right)$$

$$\left.\begin{array}{c} W_e = P_1 V_1^k \dfrac{1}{k-1}\left\{1 - \left(\dfrac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}\right\} = P_1 V_1 \dfrac{1}{k-1}\left\{1 - \left(\dfrac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1}\right\} \\ \text{wobei } \varepsilon = \dfrac{V_2}{V_1} \text{ der (wahre) Expansionsgrad } (\varepsilon > 1) \end{array}\right\} \quad 20.)$$

Wegen $\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}}$ kann man auch setzen:

$$W_e = P_1 V_1 \frac{1}{k-1}\left\{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right\} \quad . \; . \quad \text{ad 20.)}$$

In ähnlicher Weise hat man für die Compressionswirkung W_c gemäß dem vorangehenden § 16, S. 40

$$d W_c = - P d V$$

und hierin nach dem oben angesetzten Gesetze

$$P = P_1 \left(\frac{V_1}{V}\right)^k = P_1 V_1^k \; V^{-k}$$

somit

$$d W_c = - P_1 V_1^k \; V^{-k} d V$$

Für die Integrationsgrenzen V_1 (als Anfangswert) und V_2 (als Endwert) folgt

$$W_c = - P_1 V_1^k \left. \frac{V^{-k+1}}{-k+1} \right\}_{V_1}^{V_2} = P_1 V_1^k \left. \frac{V^{-k+1}}{k-1} \right\}_{V_1}^{V_2}$$

woraus sich ergibt:

$$\left. \begin{array}{c} W_c = P_1 V_1 \frac{1}{k-1} \left\{ \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} - 1 \right\} = P_1 V_1 \frac{1}{k-1} \left(\varepsilon_1^{k-1} - 1 \right) \\ \text{wobei } \varepsilon_1 = \frac{V_1}{V_2} \text{ der Compressionsgrad } (\varepsilon_1 > 1) \end{array} \right\} \quad 20'.)$$

Wegen $\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}}$ kann man auch setzen:

$$W_c = P_1 V_1 \frac{1}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \quad . \quad . \quad \text{ad } 20'.)$$

II. ABSCHNITT.

Theoretische Bestimmung der indicierten Spannung und Wirkung der Eincylinder-Dampfmaschinen.

1. KAPITEL.

Allgemeines über die indicierte Spannung und Wirkung.

§ 18.

Erklärung.

Bei einer jeden Dampfmaschine finden gemäß Vorbemerkung S. 15 während eines einzelnen Kolbenhubes folgende Phasen der Dampfverteilung in der Reihenfolge *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, nach einander statt:

Auf der Admissions-Seite (hinter dem Kolben):

a) Die Dampfeinströmung oder Admission,

b) nach erfolgter Absperrung die Expansion,

d) nach erfolgter Eröffnung der Dampfaustritt oder die Vor-Ausströmung.

Auf der Emissions-Seite (vor dem Kolben):

a') Die Dampfausströmung oder Emission,

c) nach erfolgter Absperrung die Compression,

e) nach erfolgter Eröffnung der Gegendampfeintritt oder die Vor-Einströmung.

§ 19.

Buchstaben-Bezeichnung.

1. Für den Verteilungsschieber und sein Excenter:

δ der (wirkliche) Voreilwinkel;

ϱ der halbe (volle) Schieberhub (bei Ventilsteuerung der halbe volle Hub des an der Ventilstange angreifenden Punktes des betreffenden Hebels), oder die reducierte Excentricität; bei directem Antriebe der Schieberstange durch die Excenterstange aber die wirkliche Excentricität;

δ_i der ideale Voreilwinkel und

ϱ_i die ideale Excentricität, welche irgend einer Zwischenlage des Gleitstückes in der Coulisse entsprechen, u. z. ist stets $\delta_i > \delta$ und $\varrho_i < \varrho$;

e die äußere Deckung (bei Ventilsteuerung der lineare tote Gang des angreifenden Punktes am Einlaßventil);

i die innere Deckung (bei Ventilsteuerung der lineare tote Gang des angreifenden Punktes am Auslaßventil);

ξ der mit irgend einem zurückgelegten Kolbenwege l_x gleichzeitige Schieberweg, als Entfernung des Schiebers von seiner Mittellage aufgefaßt, und im Sinne der Kolbenwegung als positiv angenommen;

v_e das lineare äußere Voreilen;

v_i das lineare innere Voreilen.

2. Für den Dampfkolben und Cylinder nebst Kurbel:

l der Kolbenhub, also

$^1/_2 l$ die Kurbellänge;

l_x der Kolbenweg als Entfernung des Kolbens von seiner äußersten (der „toten" Kurbelstellung entsprechenden) Lage nach einem aus dem „toten" Punkte zurückgelegten Kurbelwinkel w;

l_1 der Kolbenweg (also $\frac{l_1}{l}$ der relative Kolbenweg) und

w_1 der zugehörige Kurbelwinkel im Momente der Absperrung hinter dem Kolben, oder bei Beginn der Expansion; sonach $\frac{l_1}{l}$ zugleich der Füllungsgrad oder die Füllung des Dampfcylinders, gleichgültig, ob diese durch den Verteilungsschieber selbst oder durch eine besondere Vorrichtung bewerkstelligt wird;

l_2 der Kolbenweg (also $\frac{l_2}{l}$ der relative Kolbenweg) und

w_2 der zugehörige Kurbelwinkel im Momente der Absperrung vor dem Kolben, oder bei Beginn der Compression;

l_3 der Kolbenweg (also $\frac{l_3}{l}$ der relative Kolbenweg) und

w_3 der zugehörige Kurbelwinkel im Momente der Eröffnung hinter dem Kolben, oder bei Beginn der Vor-Ausströmung;

l_4 der Kolbenweg (also $\frac{l_4}{l}$ der relative Kolbenweg) und

w_4 der zugehörige Kurbelwinkel im Momente der Eröffnung vor dem Kolben, d. h. bei Beginn der Vor-Einströmung (oder des Gegendampfes);

ε der wahre Expansionsgrad als das Verhältnis des schließlichen zum anfänglichen Dampfvolumen bei der Expansion ($\varepsilon > 1$);

ε_1 der wahre Compressionsgrad als das Verhältnis des anfänglichen zum schließlichen Dampfvolumen bei der Compression ($\varepsilon_1 > 1$);

D der Durchmesser des Dampfkolbens,

d jener des Kolbenstangen-Querschnittes;

O die wirksame Kolbenfläche, also wenn die Kolbenstange beiderseits durchgeht, $O = (D^2 - d^2)\frac{\pi}{4}$; und wenn sie nur einerseits

durchgeht, im Mittel eines Hin- und Herganges des Kolbens $O = (D^2 - {}^1/_2 d^2) \frac{\pi}{4}$;

m der Coëfficient des schädlichen Raumes, d. h. das Verhältnis des schädlichen Raumvolumens zu dem wirksamen Cylindervolumen Ol, so daß das Volumen des schädlichen Raumes $= m\,Ol$ und die dem schädlichen Raume entsprechende (ideale) Verlängerung des Dampfcylinders $= ml$;

n die Umgangs- oder Tourenzahl (Doppelhubzahl) der Maschine pro Minute.

3. Für die Dampfspannungen, welche stets als absolute Spannungen in („neuen") Atmosphären à 1 Kgr. pro Quadrat-Centimeter gemeint und aus dem folgenden dreifachen Indicator-Diagramme (Fig. 8, 9, 10) zu ersehen sind, zunächst:

$\mathfrak{A}$ der Betrag des atmosphärischen Druckes pro Flächeneinheit, also $\mathfrak{A} = 10\,000$ Kgr. pro Quadrat-Meter;

Spannungen hinter dem Kolben:

p_1 = die anfängliche, p die mittlere, p_2 die schließliche } Admissions-Spannung,

und zwar setzen wir bei der gestatteten Annahme einer gleichförmigen Abnahme dieser Spannung infolge der Droßlung

$p_1 = (1 + \vartheta)\,p$ und

$p_2 = (1 - \vartheta)\,p$; wobei

ϑ die Größe der Droßlung in dem eben ersichtlich gemachten Sinne bezeichnet und je nach der Intensität der Droßlung gewöhnlich die Werte $0{,}1$, $0{,}05$, bis nahe 0 — letzteres wenn keine beachtenswerte Droßlung vorhanden ist — annimmt;

p_3 die mittlere Hinterdampfspannung während der Vor-Ausströmung.

Spannungen vor dem Kolben:

p' die mittlere Emissionsspannung, welche ebenso wie p als eine ursprüngliche (gegebene) Größe zu betrachten ist;

p'' in der Folge stets $= 1{,}1\,p'$ angenommen, die Emissions-Endspannung, oder die Vorderdampf-Spannung am Anfange der Compression;

p''' die mittlere Vorderdampf-Spannung während der Vor-Einströmung, oder die mittlere Gegendampfspannung.

Außerdem:

p_m die mittlere förderliche Hinterdampfspannung während eines einfachen Kolbenhubes;

p_v die mittlere hinderliche Vorderdampfspannung während eines einfachen Kolbenhubes;

$p_i = p_m - p_v$ die mittlere resultierende Spannungsdifferenz während eines Kolbenhubes, oder die indicierte Spannung (Brutto-Spannung);

f und f' die beiden Spannungs-Coëfficienten für die allgemeine Relation:

$$p_i = fp - f'p'.$$

4. Für die Einzelwirkungen des Dampfes während eines einfachen Kolbenhubes, und zwar erstlich die förderlichen (producierten) Wirkungen:

W_1 die Admissions- oder Volldruckwirkung, geäußert durch den Kolbenweg l_1;

W_2 die Expansionswirkung, geäußert durch den Kolbenweg l_3-l_1;

W_3 die Nachwirkung, d. h. die Wirkung des Hinterdampfes während der Vor-Ausströmung, geäußert durch den Kolbenweg $l-l_3$.

Zweitens die hinderlichen (consumierten) Wirkungen:

W' die Emissionswirkung, geäußert durch den Kolbenweg l_2;

W'' die Compressionswirkung, geäußert durch den Kolbenweg l_4-l_2;

W''' die Gegendampfwirkung, geäußert durch den Kolbenweg $l-l_4$.

Außerdem:

$W_m = W_1 + W_2 + W_3$ die summarische förderliche (producierte) Hinter-Dampfwirkung (absolute Wirkung);

$W_v = W' + W'' + W'''$ die summarische hinderliche (consumierte) Vorder-Dampfwirkung;

$W_i = W_m - W_v$ die im Sinne der Kolbenbewegung resultierende Dampfwirkung, d. i. die indicierte Wirkung (Bruttowirkung) während eines einfachen Kolbenhubes (gleich der Fläche, welche von der Indicator-Curve eingeschlossen wird).

§ 20.

Bestimmung der einzelnen Dampfwirkungen während eines einfachen Kolbenhubes.

Bei der Bestimmung der einzelnen Dampfwirkungen ist zunächst zu beachten, daß bei irgend einer Spannung p_x in Atmosphären der Druck P_x pro Flächeneinheit durch $\mathfrak{A}p_x$ und sonach der Kolbendruck (auf die Fläche O) durch $\mathfrak{A}\,Op_x$ gegeben ist.

Sonach werden zuvörderst die förderlichen (producierten) Dampfwirkungen ausgedrückt, wie folgt:

Die Admissionswirkung bei der als constant anzunehmenden (mittleren) Spannung p, geäußert durch den Kolbenweg l_1 ist

$$W_1 = \mathfrak{A}\,Op\,.\,l_1 = \mathfrak{A}\,Olp\,.\,\frac{l_1}{l} \quad . \quad . \quad 21)$$

Für die Expansionswirkung ist das zur Expansion gelangende (anfängliche) Dampfvolumen

$$V_1 = O\,(l_1 + m\,l) = Ol\left(\frac{l_1}{l} + m\right);$$

und das expandierte (schließliche) Dampfvolumen

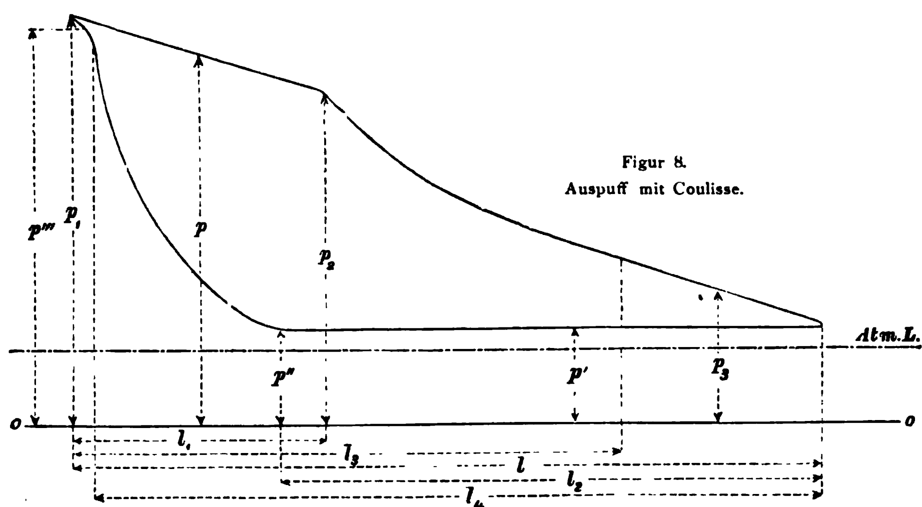
$$V_2 = O\,(l_3 + ml) = Ol\left(\frac{l_3}{l} + m\right);$$

daher ist zunächst der (wahre) Expansionsgrad gemäß S. 40, Gl. 19)

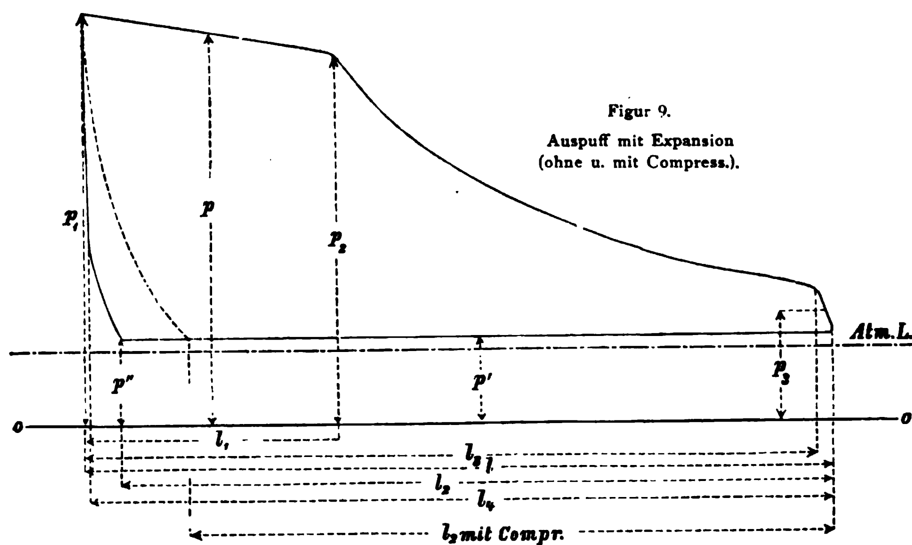
$$\varepsilon = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m};$$

dabei ist der anfängliche Druck pro Flächeneinheit

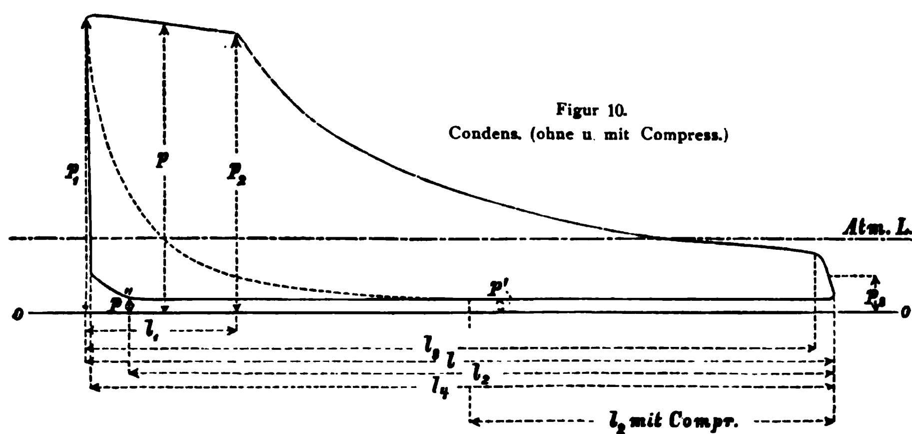
$$P_1 = \mathfrak{A}p,$$



Figur 8.
Auspuff mit Coulisse.



Figur 9.
Auspuff mit Expansion
(ohne u. mit Compress.).



Figur 10.
Condens. (ohne u. mit Compress.)

Somit erhalten wir nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze im Hinblick auf Gl. 19, S. 40 für die Expansionswirkung gemäß unserer Bezeichnungen den Ausdruck:

$$\left.\begin{aligned} W_2 &= \mathfrak{A} p_2 O l \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon \\ \text{wobei } \varepsilon &= \frac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} = m} \end{aligned}\right\} \quad .\ .\ 22)$$

Die Nachwirkung, d. h. die Wirkung des Hinterdampfes während der Vor-Ausströmung bei der als constant anzunehmenden (weil „mittleren") Spannung p_3, geäußert durch den Kolbenweg $l - l_3$, ist:

$$W_3 = \mathfrak{A}\, O p_3\, (l - l_3) = \mathfrak{A}\, O l \,.\, p_3\, \left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \quad .\ .\ 23)$$

Sodann ist von den hinderlichen (consumierten) Dampfwirkungen erstlich:

die Emissionswirkung bei der als constant anzunehmenden Spannung p', geäußert durch den Kolbenweg l_2

$$W' = \mathfrak{A}\, O p' \,.\, l_2 = \mathfrak{A} O l \,.\, p' \,\frac{l_2}{l} \quad .\ .\ 24)$$

Für die Compressionswirkung ist das zur Compression gelangende (anfängliche) Dampfvolumen:

$$V_1 = O\,(l - l_2 + ml) = Ol\,\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right)$$

und das comprimierte (schließliche) Dampfvolumen

$$V_2 = O\,(l - l_4 + ml) = Ol\,\left(1 - \frac{l_4}{l} + m\right)$$

somit der Compressionsgrad

$$\varepsilon_1 = \frac{V_1}{V_2} = \frac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m}$$

dabei ist der anfängliche Dampfdruck pro Flächeneinheit

$$P_1 = \mathfrak{A} p'';$$

somit ergibt sich nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze im Hinblick auf Gl. 19', S. 40 die Compressionswirkung nach unserer Bezeichnung

$$\left.\begin{aligned} W'' &= \mathfrak{A} p'' \,.\, Ol\,\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon_1 \\ \text{wobei } \varepsilon_1 &= \frac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{aligned}\right\} \quad .\ .\ 25)$$

Schließlich ist die Gegendampfwirkung bei der als constant anzunehmenden (weil mittleren) Spannung p''', geäußert durch den Kolbenweg $l - l_4$

$$W''' = \mathfrak{A} O p'''\,(l - l_4) = \mathfrak{A}\, Ol p'''\,\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \quad .\ .\ 26)$$

§ 21.

Bestimmung der Gesamtdampfwirkung während eines einfachen Kolbenhubes.

Die allgemeinen für die einzelnen Dampfwirkungen während eines einfachen Kolbenhubes entwickelten Ausdrücke 21) bis 26) lauten in übersichtlicher Zusammenstellung wie folgt:

$$\left.\begin{aligned} W_1 &= \mathfrak{A}\, Olp\, \frac{l_1}{l} \\ W_2 &= \mathfrak{A}\, Olp_2\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon \\ W_3 &= \mathfrak{A}\, Olp_3\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \\ W' &= \mathfrak{A}\, Olp'\, \frac{l_2}{l} \\ W'' &= \mathfrak{A}\, Olp''\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 \\ W''' &= \mathfrak{A}\, Olp'''\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 27)$$

hierbei ist

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 27')$$

Bevor wir behufs Bestimmung der Gesamtdampfwirkung die zusammengehörigen Einzelwirkungen addieren, wollen wir, um möglichst reductionsfähige Summen zu erhalten, gewisse Annahmen machen, durch welche die allgemeine Anwendbarkeit der Ausdrücke durchaus nicht leiden soll. Namentlich können wir die verschiedenen hierin vorkommenden Spannungen einesteils auf die mittlere Admissionsspannung p, anderenteils auf die mittlere Emissionsspannung p' beziehen, welche beiden Spannungen stets als ursprüngliche (gegebene) und in der Anwendung geläufige Größen fungieren.

Vor allem wurde bereits bei Gelegenheit der „Bezeichnungen“ S. 47 geltend gemacht, daß die anfängliche Admissionsspannung

$$p_1 = (1 + \vartheta)\, p$$

und die Admissions-Endspannung (übereinstimmend mit der Expansions-Anfangsspannung)

$$p_2 = (1 - \vartheta)\, p$$

gesetzt werden kann, wobei ϑ den Grad der Dampfdroßlung während der Admission charakterisiert und (bei mangelnder Droßlung) die Nulle zur Grenze hat. Wir behalten uns vor, die Größe ϑ erst für die einzelnen Maschinengattungen — insbesondere die Steuerung betreffend — numerisch zu specialisieren. Hingegen kann man, ohne einen Verstoß gegen die allgemeine Anwendbarkeit zu begehen, die Emissions-Endspannung — übereinstimmend mit der Compressions-Anfangsspannung — für alle Fälle

$$p'' = 1{,}1\, p'$$

setzen, wobei allerdings vorausgesetzt wird, daß die Ausströmung bei einer jeden Dampfmaschine, wie es sein soll, möglichst ungehindert stattfindet.

Es erübrigen noch die beiden Spannungen p_3 und p''', wovon die erstere (Vor-Ausströmungs-Spannung) gewöhnlich mit p' und die letztere (Gegendampfspannung) mit p in ein bestimmtes Verhältnis gesetzt wird. Dieses bestimmte Verhältnis existiert nun durchaus nicht und die Annahme desselben ist bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen (ohne Coulisse) nur deshalb gestattet, beziehungsweise es ist der hierdurch begangene Fehler nur deshalb von geringer Bedeutung, weil bei diesen Maschinen die betreffenden Phasen der Dampfverteilung (Vor-Ausströmung und Gegendampf) nur von sehr geringer Ausdehnung (auf die Kolbenbewegung bezogen) zu sein pflegen.

Will man aber alle Gattungen der Dampfmaschinen, namentlich auch jene mit Coulissen-Steuerung in Betracht ziehen, so ist die genannte allerdings sehr vereinfachende Annahme nicht gestattet, und infolge dessen eine etwas gröfsere (aber durchaus nicht beirrende) Complication der betreffenden Ausdrücke unvermeidlich.

Wir wollen der Natur der Sache wohl entsprechend annehmen, daß die Vor-Austrittsspannung, deren Mittelwert $= p_3$, von ihrem Anfangswerte zu ihrem Endwerte gleichförmig abnimmt, und daß die Gegendampfspannung, deren Mittelwert $= p'''$, von ihrem Anfangswerte zu ihrem Endwerte gleichförmig zunimmt.

Demgemäß wird p_3 als das arithmetische Mittel aus der Expansions-Endspannung $\frac{1}{\varepsilon} p_2$ und der Emissionsspannung p', und in ähnlicher Weise wird p''' als das arithmetische Mittel aus der Compressions-Endspannung $\varepsilon_1 p''$ und der Admissions-Anfangsspannung p_1 anzunehmen sein, d. h. es ist zu setzen:

$$p_3 = {}^1/_2 \left(\frac{1}{\varepsilon} p_2 + p'\right) = {}^1/_2 \left\{ \frac{1}{\varepsilon} (1-\vartheta) p + p' \right\}$$

$$p''' = {}^1/_2 (\varepsilon_1 p'' + p_1) = {}^1/_2 \left\{ 1{,}1\, \varepsilon_1 p' = (1+\vartheta) p \right\}$$

Die in 27) einzusetzenden Ausdrücke sind demnach:

$$\left.\begin{aligned} p_2 &= (1-\vartheta) p \\ p_3 &= {}^1/_2 \left\{ \frac{1}{\varepsilon} (1-\vartheta) p + p' \right\} \\ p'' &= 1{,}1\, p' \\ p''' &= {}^1/_2 \left\{ 1{,}1\, \varepsilon_1 p' + (1+\vartheta) p \right\} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 28)$$

Hiermit ergibt sich aus dem Gleichungs-Schema 27):

$$\left.\begin{aligned} W_1 &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p \,.\, \frac{l_1}{l} \\ W_2 &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p (1-\vartheta) \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon \\ W_3 &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p \,.\, \frac{1}{2\varepsilon} (1-\vartheta) \left(1 - \frac{l_3}{l}\right) + \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p' \,.\, {}^1/_2 \left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \\ W_3 &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p' \,.\, \frac{l_2}{l} \\ W'' &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p' \,.\, 1{,}1 \left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 \\ W''' &= \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p' \,.\, 0{,}55\, \varepsilon_1 \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) + \mathfrak{A}\, Ol \,.\, p \,.\, {}^1/_2 (1+\vartheta) \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 29)$$

Wir erhalten demnach einerseits für die förderliche Gesamtwirkung oder summarische producierte Hinter-Dampfwirkung (absolute Wirkung) $W_m = W_1 + W_2 + W_3$, andererseits für die hinderliche Gesamtwirkung oder summarische consumierte Vorder-Dampfwirkung $W_v = W' + W'' + W'''$ während eines einfachen Kolbenhubes:

$$\left.\begin{array}{l} W_m = \mathfrak{A}\,Ol\left[\left\{\frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\text{logn. }\varepsilon + \frac{1}{2\varepsilon}(1-\vartheta)\left(1-\frac{l_3}{l}\right)\right\}p + {}^1/_2\left(1-\frac{l_3}{l}\right)p'\right] \\ W_v = \mathfrak{A}\,Ol\left[\left\{\frac{l_2}{l} + 1{,}_1\left(1-\frac{l_2}{l} + m\right)\text{logn. }\varepsilon_1 + 0{,}_{55}\,\varepsilon_1\left(1-\frac{l_4}{l}\right)\right\}p' + {}^1/_2(1+\vartheta)\left(1-\frac{l_4}{l}\right)p\right] \end{array}\right\} \quad 30)$$

Bezeichnet nun für einen einfachen Kolbenhub p_m die mittlere (förderliche) Hinter-Dampfspannung, p_v die mittlere (hinderliche) Vorder-Dampfspannung, so kann man auch setzen:

$$\left.\begin{array}{l} W_m = \mathfrak{A}\,Olp_m \\ W_v = \mathfrak{A}\,Olp_v \end{array}\right\} \quad . \; . \; 30')$$

Hiermit ergibt sich aus 30) und 30'):

$$\left.\begin{array}{l} p_m = f_m p + f'_m p' \\ p_v = f_v p' + f'_v p \end{array}\right\} \quad . \; . \; 31)$$

wobei die eingeführten Spannungs-Coëfficienten, und zwar

f_m und f'_m für die mittlere Hinter-Dampfspannung,
f_v „ f'_v „ „ „ Vorder-Dampfspannung,

durch die folgenden Ausdrücke gegeben sind:

$$\left.\begin{array}{l} f_m = \frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\text{logn. }\varepsilon + \frac{1}{2\varepsilon}(1-\vartheta)\left(1-\frac{l_3}{l}\right) \\ f'_m = {}^1/_2\left(1-\frac{l_3}{l}\right) \\ f_v = \frac{l_2}{l} + 1{,}_1\left(1-\frac{l_2}{l} + m\right)\text{logn. }\varepsilon_1 + 0{,}_{55}\,\varepsilon_1\left(1-\frac{l_4}{l}\right) \\ f'_v = {}^1/_2(1+\vartheta)\left(1-\frac{l_4}{l}\right) \end{array}\right\} \quad . \; . \; 32)$$

Hierbei ist gemäß 27'):

$$\left.\begin{array}{l} \varepsilon = \dfrac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 = \dfrac{1-\frac{l_2}{l} + m}{1-\frac{l_4}{l} + m} \end{array}\right\} \quad . \; . \; 32')$$

Es ist schließlich die im Sinne der Kolbenbewegung resultierende Dampfwirkung, d. i. die indicierte (Brutto-) Wirkung während eines einfachen Kolbenhubes mit Rücksicht auf 30'):

$$W_i = W_m - W_v = \mathfrak{A}\,Ol\,(p_m - p_v) \quad . \; . \; 33)$$

und mit Rücksicht auf 31) auch:

$$W_i = \mathfrak{A}\,Ol\left\{(f_m - f'_v)\,p - (f_v - f'_m)p'\right\} = \mathfrak{A}\,Ol\,(fp - f'p') \quad . \; . \; 33')$$

$$\left.\begin{array}{l}\text{wobei } f = f_m - f'_v \\ \text{und } \quad f' = f_v - f'_m\end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 33'')$$

Bezeichnet nun p_i die mittlere Spannungsdifferenz, d. i. die indicierte (Brutto-) Spannung, so kann man auch setzen:

$$W_i = \mathfrak{A}\, Ol\,.\, p_i \quad . \quad . \quad 34)$$

Hiermit ergibt sich mit Rücksicht auf 33) und 33'):

$$p_i = p_m - p_v = fp - f'p' \quad . \quad . \quad 34')$$

wobei gemäß 33'') und 32) die Coëfficienten f und f' für die indicierte (Brutto-) Spannung durch die folgenden Ausdrücke gegeben sind:

$$\left.\begin{array}{l} f = \frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon + \frac{1}{2\varepsilon}(1-\vartheta)\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) - \\ \qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad {}^1\!/_2 (1+\vartheta)\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \\ f' = \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 + 0{,}55\, \varepsilon_1 \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) - {}^1\!/_2\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 35)$$

Hierin ist gemäß 27') oder 32')

$$\left.\begin{array}{l} \varepsilon = \dfrac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\[2ex] \varepsilon_1 = \dfrac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 36)$$

§ 22.

Recapitulation.

Die stets gültigen Hauptbeziehungen zur Beurteilung der Dampfwirkung einer Dampfmaschine während eines einfachen Kolbenhubes lauten in übersichtlicher Zusammenstellung wie folgt:

$$\left.\begin{array}{r} W_i = \mathfrak{A}\, Ol\,(p_m - p_v) = \mathfrak{A}\, Ol\, p_i \\ p_m = f_m p + f'_m p' \\ p_v = f_v p' + f'_v p \\ p_i = p_m - p_v = fp - f'p' \\ f = f_m - f'_v \\ f' = f_v - f'_m \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 37)$$

Hierbei sind die Spannungs-Coëfficienten und zwar:

f_m und f'_m für die mittlere förderliche Spannung p_m
f_v „ f'_v „ „ „ hinderliche „ p_v
f „ f' „ „ „ Spannungsdifferenz oder die indicierte (Brutto-) Spannung p_i durch die Ausdrücke 32) und 35) nebst den zugehörigen Beziehungen 36) gegeben.

Für die Berechnung der resultierenden Dampfwirkung (indicierten Wirkung) W_i allein — ohne eine weitere Untersuchung — reicht es allerdings hin, die Beziehungen

$$\left.\begin{array}{r} W_i = \mathfrak{A}\, O l\, p_i \\ \text{und } p_i = fp - f'p' \end{array}\right\} \ldots 37')$$

festzuhalten.

Es ist jedoch hierbei zu bemerken, daß fp nicht etwa die mittlere Hinterdampfspannung und $f'p'$ nicht etwa die mittlere Vorderdampfspannung darstellt; wenn es sich auch um die Feststellung dieser beiden genannten Spannungen (p_m und p_v) handelt, wovon die erstere (p_m) die mittlere Höhe der oberen Indicatorcurve und die zweite (p_v) die mittlere Höhe der unteren Indicatorcurve angibt, dann muß man eben die gesamten Beziehungen 37) in Betracht ziehen.

Bemerkung. Es ist selbstverständlich, daß man aus den Spannungs-Coëfficienten f und f', welche bei der Dampfmaschinen-Berechnung die wichtigste Rolle spielen, stets auch auf die Coëfficienten f_m und f_v schließen kann, sobald man die einfachen Ausdrücke für f'_m und f'_v aus 32) festhält; es ist nämlich sodann gemäß 37):

$$\left.\begin{array}{l} f_m = f + f'_v \\ f_v = f' + f'_m \end{array}\right\} \ldots 37'')$$

Die Ausdrücke 32) und 35) für die Spannungs-Coëfficienten, durch welche die Theorie der Dampfmaschine in bezug auf die Bestimmung der Dampfwirkung im wesentlichen erledigt ist, können mit den zugehörigen Beziehungen 36) als ganz allgemein — für eine beliebige Gattung der eincylindrigen Dampfmaschinen — gültig angesehen werden, insofern man für die Dampf-Expansion und Compression in einem Dampfcylinder das einfache Mariottesche Gesetz als anwendbar erachtet.

Diese Ausdrücke erfahren übrigens, sobald man sich zunächst für einen numerischen Wert von ϑ (Größe der Droßlung), dann aber auch für irgend eine Maschinengattung, insbesondere die Steuerung anlangend, entschließt, durch die betreffende Specialisierung eine gewisse Vereinfachung, welche allerdings für diejenigen Maschinen am ausgiebigsten ausfällt, bei welchen die Füllung durch eine von der Coulisse verschiedene Vorrichtung reguliert wird.

Diese Specialisierungen sollen für die vorkommenden Fälle in dem Nachfolgenden durchgeführt und hierdurch die erhaltenen theoretischen Resultate für die praktische Anwendung vorbereitet werden.

2. KAPITEL.

Specialisierung der vorangehenden allgemeinen Theorie für die Dampfmaschinen mit Coulissen-Steuerung.

§ 23.

Gröfse der Drofslung.

Bei Maschinen mit Coulissen-Steuerung wird zunächst die Droßlung stets eine namhafte sein, d. h. es wird die Größe ϑ einen bedeutenderen Wert annehmen; denn wenn solche Maschinen mit großer Füllung arbeiten, so wird (eine entsprechende Kolbengeschwindigkeit vorausgesetzt) eo ipso eine bedeutende Spannungsabnahme während der Admission wahrzunehmen sein; nimmt aber die Füllung ab, so wird die Bewegung des Verteilungsschiebers immer mehr schleichend und die Eröffnung der Dampfkanäle immer mehr abnehmend; da aber die Absperrung auf der Admissionsseite eben auch durch den Verteilungsschieber besorgt wird, und hierselbst die Kanaleröffnungen überdies viel geringer sind, als auf der Emissionsseite, so sind die Bedingungen für eine bedeutende Spannungsabnahme während der Admission bei einer beliebigen Füllung jedenfalls vorhanden.

Da außerdem bei diesen Maschinen auch das Admissionsventil (oder dgl.) in der Regel nur mäßig geöffnet zu sein pflegt und hierdurch auch von vornher auf einen gewissen Grad der Droßlung vorsätzlich hingearbeitet wird, so wollen wir für die mittels Coulisse gesteuerten Maschinen

$$\vartheta = 0{,}1$$

setzen, d. h. bezogen auf die mittlere Admissionsspannung p

die anfängliche Admissionsspannung $p_1 = (1 + \vartheta)\, p = 1{,}1\, p$
„ schließliche „ $p_2 = (1 - \vartheta)\, p = 0{,}9\, p$

annehmen.

Hiermit gehen die allgemeinsten Ausdrücke 32) und 35) der sämtlichen Spannungs-Coëfficienten in die folgenden, für den angenommenen Droßlungsgrad noch immer allgemein gültigen Ausdrücke über:

$$\left.\begin{array}{l} f_m = \frac{l_1}{l} + 0{,}9\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon + 0{,}45 \frac{1}{\varepsilon}\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \\ f'_m = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \\ f_v = \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 + 0{,}55\, \varepsilon_1 \left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \\ f'_v = 0{,}55\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 38)$$

Hieraus berechnet sich

$$f = f_m - f'_v$$
$$f' = f_v - f'_m$$

oder aber man hat von vornherein:

$$\left.\begin{array}{l} f = \frac{l_1}{l} + 0{,}9\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon + 0{,}45 \frac{1}{\varepsilon}\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) - 0{,}55\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) \\ f' = \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon_1 + 0{,}55\, \varepsilon_1\left(1 - \frac{l_4}{l}\right) - 0{,}5\left(1 - \frac{l_3}{l}\right) \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 39)$$

Hierbei sind gemäß 36) die Größen

$$\left.\begin{array}{l} \varepsilon = \dfrac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 = \dfrac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad 39')$$

bei einer gewissen Größe m des schädlichen Raumes durch die relativen Kolbenwege $\frac{l_1}{l}$, $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$, $\frac{l_4}{l}$ gegeben, wonach auch die sämtlichen Spannungs-Coëfficienten in 38) und 39) durch dieselben relativen Kolbenwege bestimmt wären.

Behufs weiterer Specialisierung wird es sich demnach um die numerische Bestimmung der zusammengehörigen Werte jener relativen Kolbenwege, vor allem jedoch um die Feststellung der Maximal- und Minimal-Füllung bei der Coulissen-Steuerung handeln.

§ 24.

Feststellung der Maximal- und Minimal-Füllung bei der Coulissen-Steuerung.

Wir wollen hiermit den bei einer Maschine mit Coulissen-Steuerung zulässigen größten und kleinsten Wert von $\frac{l_1}{l}$ (d. h. die mögliche größte und kleinste Füllung) feststellen lernen, um sodann zu diesen und beliebigen dazwischen liegenden Werten von $\frac{l_1}{l}$ die zugehörigen Werte von $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ bestimmen zu können.

Bemerkung. Wir versehen die relativen Schieberwege $\frac{l_1}{l}$ $\frac{l_2}{l}$ $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ für den vollen Schieberhub, wobei sie sämtlich am größten sind, mit dem Zeiger „max" und für den kleinsten Schieberhub, dem Nullpunkte der Coulisse entsprechend wobei dieselben am kleinsten sind, mit dem Zeiger „min".

Im übrigen charakterisieren wir, wo dies nötig, die Größen für den Nullpunkt der Coulisse mit einem Strich oben (').

Insbesondere den Voreilwinkel δ und die Excentricität (halben Schieberhub) ϱ betreffend, gelten δ und ϱ für den vollen Schieberhub, also für die äußerste Lage des Gleitstückes in der Coulisse, und bezeichnen die genannten Größen in der Wirklichkeit; δ_i und ϱ_i bezeichnen den „idealen" (vergrößerten) Voreilwinkel und die „ideale" (verkürzte) Excentricität für irgend eine Zwischenlage des Gleitstückes in der Coulisse; δ'_i und ϱ'_i gelten für die Mittellage des Gleitstückes, also für den Nullpunkt der Coulisse.

Als gegeben sind diesfalls zu betrachten: der Voreilwinkel δ der beiden Verteilungsexcenter und die äußere Schieberdeckung e im Verhältnisse zu der Excentricität ϱ, beziehungsweise e als Vielfaches von ϱ, $(e = C.\varrho)$.

Die innere Deckung i, welche numerisch stets klein, häufig $= 0$, mitunter auch negativ und auf die Gesamtdampfwirkung von geringem Einflusse ist, nehmen wir dort, wo es sich eben nur um die Größe der Dampfwirkung handeln wird, der Einfachheit halber für Coulissen-Steuerung durchaus $= 0$ an.

Für einen beliebigen aus der sogenannten toten Lage zurückgelegten Kurbelwinkel w ist gemäß Gl. 1) S. 17 der Kolbenweg aus der äußersten (anfänglichen) Lage:

$$l_x = {}^1\!/_2\, l\,(1 - \cos w)$$

und der Schieberweg aus der Mittellage bei vollem Schieberhube:

$$\xi = \varrho \sin\,(w + \delta)$$

Für die Maximalfüllung $\frac{l_1}{l}_{\text{max.}}$ (bei vollem Schieberhube) ist der Schieberweg im Momente der Absperrung gemäß Gl. 3) S. 18

$$\varrho \sin\,(w_1 + \delta) = e$$

wobei w_1 den zurückgelegten Kurbelwinkel im Momente der Absperrung bezeichnet. Hieraus ergibt sich numerisch:

$$\left.\begin{array}{c} \sin(w_1 + \delta) = \dfrac{e}{\varrho} \\ \text{wobei } w_1 + \delta > 90^\circ \\ \text{woraus folgt } w_1 = \text{arc sin } \dfrac{e}{\varrho} - \delta \end{array}\right\} \quad . \quad . \; 40)$$

Sofort ist

$$\frac{l_1}{l}_{\text{max.}} = {}^1\!/_2\,(1 - \cos w_1) \quad . \quad . \; 40^1)$$

Mit Annahme eines constanten linearen Voreilens (siehe S. 23 und 25) ist dem Nullpunkte der Coulisse entsprechend die ideale Excentricität $\varrho'_i = \varrho \sin \delta$ und der ideale Voreilwinkel $\delta'_i = 90^\circ$, daher der Schieberweg

$$\xi' = \varrho'_i \sin\,(w' + \delta'_i\,) = \varrho \sin \delta \sin\,(w' + 90^\circ) = \varrho \sin \delta \cos w' \quad . \quad . \; 40'')$$

(vergl. S. 25).

Im Momente der Absperrung hinter dem Kolben — nach einem zurückgelegten Kurbelwinkel $w' = w'_1$ und Kolbenwege $l_{1\text{min.}}$ — ist dieser Schieberweg $= e$; d. h.

$$\varrho \sin \delta \cos w'_1 = e$$

hieraus folgt numerisch

$$\cos w'_1 = \frac{e}{\varrho \sin \delta} \quad . \quad . \; 41)$$

und sonach die dem Nullpunkte der Coulisse entsprechende Minimal-Füllung

$$\frac{l_1}{l}_{\text{min.}} = \frac{1}{2}(1 - \cos w'_1) = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{e}{\varrho \sin \delta}\right) \quad . \quad . \quad 41')$$

§ 25.

Über die Eruierung der zusammengehörigen Werte von $\frac{l_1}{l}$, $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ bei den Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

Nach somit geschehener Festsetzung des Maximal- und Minimalwertes der durch die Coulisse zu bewirkenden Füllung $\frac{l_1}{l}$ werden die zu diesen und zu beliebigen dazwischen liegenden Werten der Füllung $\frac{l_1}{l}$ zugehörigen Werte von $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ numerisch bestimmt, wie folgt:

Zunächst hat man für jeden als gegeben anzunehmenden Wert von $\frac{l_1}{l}$ und für den zugehörigen Kurbelwinkel w_1 aus

$$\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}(1 - \cos w_1)$$

zu bestimmen:

$$\cos w_1 = 1 - 2\frac{l_1}{l} \quad . \quad . \quad 42)$$

Zur Ermittlung des jeweiligen (zu $\frac{l_1}{l}$ gehörigen) idealen Voreilwinkels δ_i und der idealen Excentricität ϱ_i hat man für den Moment der Absperrung auf der Admissionsseite den Schieberweg

$$\varrho_i \sin (w_1 + \delta_i) = e$$

außerdem ist für constantes lineares Voreilen

$$\varrho_i \sin \delta_i = \varrho \sin \delta$$

Aus diesen beiden Gleichungen folgt durch Division:

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{cotg} \delta_i &= \frac{\frac{e}{\varrho \sin \delta} - \cos w_1}{\sin w_1} \\ &= \frac{\frac{e}{\varrho \sin \delta} - 1 + 2\frac{l_1}{l}}{\sqrt{1 - (1 - 2\frac{l_1}{l})^2}} \quad . \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 43) \quad .$$

hieraus ergibt sich δ_i und sofort auch

$$\varrho_i = \frac{\varrho \sin \delta}{\sin \delta_i} \quad . \quad . \quad 43^1)$$

(letzteres als Vielfaches von ϱ).

Sodann ist zu der betreffenden Füllung $\frac{l_1}{l}$ gehörig, resp. bei den betreffenden Werten von δ_i und ϱ_i, also bei der betreffenden Lage des Gleit-

stückes in der Coulisse, der Schieberweg für einen zurückgelegten Kurbelwinkel w im allgemeinen

$$\xi = \varrho_i \sin(w + \delta_i)$$

Insbesondere für die Absperrung vor dem Kolben (Beginn der Compression) und für den (wegen $i = 0$) gleichzeitigen Beginn des Dampfaustrittes hinter dem Kolben (Vor-Ausströmung) ist $\xi = +i$ resp. $= -i$, d. h. wegen $i = 0$, wenn diese Phasen nach zurückgelegtem Kurbelwinkel $w_2 = w_3$ eintreten,

$$\varrho_i \sin(w_2 + \delta_i) = \varrho_i \sin(w_3 + \delta_i) = 0$$

somit

$$w_2 = w_3 = 180^\circ - \delta_i \quad . \quad . \ 44)$$

hieraus folgen die zugehörigen relativen Kolbenwege

$$\left.\begin{aligned}\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} &= {}^1/_2(1 - \cos w_2) \\ &= {}^1/_2(1 + \cos \delta_i)\end{aligned}\right\} \quad . \quad . \ 45)$$

Note. Wäre die innere Deckung i von 0 verschieden, so ergäben sich die relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$ und $\frac{l_3}{l}$ ebenfalls von einander verschieden, wie folgt:

Erstlich hätte man für die Absperrung vor dem Kolben (Beginn der Compression)

$$\varrho_i \sin(w_2 + \delta_i) = i \quad . \quad . \ 46)$$

hieraus bestimmt sich mit Benützung von 43) und 43′) der Winkel $w_2 + \delta_i > 90^\circ$ und w_2; sodann hätte man

$$\frac{l_2}{l} = {}^1/_2(1 - \cos w_2) \quad . \quad . \ 46')$$

Zweitens wäre für die Eröffnung hinter dem Kolben (Beginn der Vor-Ausströmung)

$$\varrho_i \sin(w_3 + \delta_i) = -i \quad . \quad . \ 47)$$

hieraus ergibt sich in der eben erwähnten Weise w_3 und sodann

$$\frac{l_3}{l} = {}^1/_2(1 - \cos w_3) \quad . \quad . \ 47')$$

Schließlich hat man für den Beginn des Gegendampfes (Vor-Einströmung) $\xi = -e$, und wenn diese Phase bei dem Kurbelwinkel w_4 eintritt,

$$\varrho_i \sin(w_4 + \delta_i) = -e$$

$$\sin(w_4 + \delta_i) = -\frac{e}{\varrho_i} \quad . \quad . \ 48)$$

hieraus ergibt sich mit Benützung von 43) und 43′) der Winkel w_4 und zuletzt der zugehörige relative Kolbenweg

$$\frac{l_4}{l} = {}^1/_2(1 - \cos w_4) \quad . \quad . \ 48')$$

Note: Insbesondere für den Nullpunkt der Coulisse ergeben sich nach geschehener Feststellung der betreffenden Füllung $\frac{l_1}{l}_{\text{min.}}$ die zugehörigen relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}_{\text{min.}}$, $\frac{l_3}{l}_{\text{min.}}$ und $\frac{l_4}{l}_{\text{min.}}$ (denen die Kurbelwinkel w'_2, w'_3 und w'_4 entsprechen), wie folgt:

Wegen $\delta'_i = 90^\circ$ und $\varrho'_i = \varrho \sin \delta$ ist diesfalls der Schieberweg (wie in 40″)

$$\xi' = \varrho'_i \sin(w' + \delta'_i) = \varrho \sin \delta \cos w'$$

In betreff $\frac{l_2}{l_{\text{min.}}}$ ist (analog mit 46) dieser Schieberweg

$$\xi' = \varrho \sin \delta \cos w'_2 = i$$

$$\text{d. h. } \cos w'_2 = \frac{i}{\varrho \sin \delta}$$

somit (analog mit 46')

$$\frac{l_2}{l_{\text{min.}}} = {}^1/_2 \, (1 \cos w'_2) = {}^1/_2 \, (1 - \frac{i}{\varrho \sin \delta}) \quad . \quad . \; 49)$$

Es ist ferner in betreff $\frac{l_3}{l_{\text{min.}}}$ (analog mit 47) der Schieberweg

$$\xi' = \varrho \sin \delta \cos w'_3 = - i$$

$$\text{d. h. } \cos w'_3 = - \frac{i}{\varrho \sin \delta}$$

somit analog mit 47')

$$\frac{l_3}{l_{\text{min.}}} = {}^1/_2 \, (1 - \cos w'_3) = {}^1/_2 \, (1 + \frac{i}{\varrho \sin \delta}) \quad . \quad . \; 50)$$

Aus 49) und 50) folgt für den Nullpunkt der Coulisse auch sofort:

$$\left. \begin{aligned} \frac{l_2}{l_{\text{min.}}} &= 1 - \frac{l_3}{l_{\text{min.}}} \\ \frac{l_3}{l_{\text{min.}}} &= 1 - \frac{l_2}{l_{\text{min.}}} \end{aligned} \right\} \quad . \quad . \; 50')$$

[Für $i = 0$ geben 49) und 50):

$$\frac{l_2}{l_{\text{min.}}} = \frac{l_3}{l_{\text{min.}}} = {}^1/_2 \,]$$

Schließlich ist in betreff $\frac{l_4}{l_{\text{min.}}}$ (analog mit 48) der Schieberweg

$$\xi' = \varrho \sin \delta \cos w'_4 = - e$$

$$\text{d. h. } \cos w'_4 = - \frac{e}{\varrho \sin \delta}$$

somit analog mit 48')

$$\frac{l_4}{l_{\text{min.}}} = {}^1/_2 \, (1 - \cos w'_4) = {}^1/_2 \, (1 + \frac{e}{\varrho \sin \delta}) \quad . \quad . \; 51)$$

Mit Rücksicht auf 41') ist auch

$$\frac{l_4}{l_{\text{min.}}} = 1 - \frac{l_1}{l_{\text{min.}}} \quad . \quad . \; 52)$$

§ 26.

Über die tabellarischen Zusammenstellungen der Resultate der vorangehenden Betrachtung.

Nach dem oben mitgeteilten Vorgange wurden zweierlei tabellarische Zusammenstellungen für Coulissen-Steuerung entworfen, welche anfangs der „Theoretischen Tabellen" (S. 3 bis 6) unter A), B) und C) zu finden sind.

Die ersteren (Tab. A, α und β) betreffen die Dampfverteilung bei verschiedener Schiebereinrichtung für die größte und kleinste (durch die Coulisse zu bewirkende) Füllung allein.

Die zweiten tabellarischen Zusammenstellungen (Tab. B, 1 und 2, dann Tab. C) beziehen sich sowohl auf die Dampfverteilung, als auch auf die Dampfwirkung, und zwar bei verschiedenen auch zwischen der größten und kleinsten Füllung enthaltenen Füllungen.

In Tab. A wurde dreierlei Größe des Voreilwinkels δ ins Auge gefaßt, nämlich:

$$\delta = 30°,\ 25° \text{ und } 20°;$$

und zu jeder dieser Größen erstlich unter α) die äußere Deckung e, als Vielfaches der Excentricität ϱ, einmal für ein bedeutendes lineares Voreilen ($v_e = {}^1/_{10}$ bis ${}^1/_{11}\ \varrho$), das andere Mal für ein mäßiges lineares Voreilen ($v_e = {}^1/_{20}$ bis ${}^1/_{24}\ \varrho$) entsprechend angenommen. Hieraus ergeben sich, die Einlaßschieber (oder Ventile) betreffend, die aus α) wohl ersichtlichen 6 Fälle.

Unter β) wurde für jeden der drei genannten Voreilwinkel die innere Deckung i einmal $= 0$, das andere Mal $= 0{,}_1\ \varrho$ angenommen, wodurch sich, die Auslaßschieber (oder Ventile) betreffend, ebenfalls 6 Fälle ergeben, welche eben unter β) ersichtlich gemacht sind.

Die genannten je 6 Fälle sind nun in Tab. A, α und β in bezug auf die Dampfverteilung bei der größten und kleinsten (durch die Coulisse zu bewirkenden) Füllung behandelt und gelten, wenn man die letzten zwei Spalten nicht beachtet, auch für den einfachen Verteilungsschieber (ohne Coulisse).

Wenn man auf eine Trennung der Einlaßschieber von den Auslaßschiebern nicht reflectiert und hiermit für eine Bewegungsrichtung der Maschine nur ein Verteilungsexcenter, für Vorwärts- und Rückwärtsgang aber ein Vorwärts- und ein Rückwärts-Excenter anordnet, so enthält Tab. A, α und β die betreffenden Daten für die folgenden 12 Einrichtungen des Verteilungs-Schiebers und Excenters:

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\delta =$	30°		25°		20°		30°		25°		20°	
$e =$	$0{,}400\ \varrho$		$0{,}327\ \varrho$		$0{,}250\ \varrho$		$0{,}450\ \varrho$		$0{,}377\ \varrho$		$0{,}300\ \varrho$	
i	0	$0{,}1\ \varrho$	0	$0{,}1\ \varrho$	0	$0{,}1\ \varrho$	0	$0{,}1\ \varrho$	0	$0{,}1\ \varrho$	0	$0{,}1\ \varrho$
$v_e =$	${}^1/_{10}$ bis ${}^1/_{11}\ \varrho$						${}^1/_{20}$ bis ${}^1/_{24}\ \varrho$					

Mittels Tab. A, α) und β) lassen sich jedoch auch Combinationen für den Fall bewerkstelligen, wenn man bei einer Maschine den (sodann stets zweiteiligen) Einlaßschieber von dem (ebenfalls zweiteiligen) Auslaßschieber trennen und den ersteren durch ein besonderes Einlaß-Excenter (bei Reversier-Maschinen durch ein Vorwärts- und ein Rückwärts-Einlaß-Excenter), den letzteren durch ein besonderes Auslaß-Excenter (bei Reversier-Maschinen durch ein Vorwärts- und ein Rückwärts-Auslaß-Excenter) betätigen wollte, wobei der Voreilwinkel der Einlaß-Excenter von jenem der Auslaß-Excenter allerdings auch verschieden sein kann.

Solche Combinationen werden in dem Folgenden noch zur weiteren Sprache kommen.

Für die Berechnung der **Dampfwirkung** wurde, wie bereits früher bemerkt, der Einfachheit halber und gestattetermaßen die innere Deckung $i = 0$ angenommen, der Voreilwinkel zuvörderst einerseits mit $\delta = 30°$, das andere Mal mit $\delta = 20°$ ins Auge gefaßt und außerdem die Unterscheidung eines bedeutenden und eines mäßigen linearen Voreilens gemacht; demnach erscheinen in der zweiteiligen Doppel-Tabelle B, 1 und 2, in bezug auf die Einrichtung der Steuerung vier verschiedene Fälle der Coulissen-Maschine in der folgenden Reihenfolge behandelt.

	1) $\delta = 30°$		2) $\delta = 20°$	
	a.	*b.*	*a.*	*b.*
$e =$	0,400 ϱ	0,450 ϱ	0,250 ϱ	0,300 ϱ
$v_e =$	0,100 ϱ	0,050 ϱ	0,092 ϱ	0,042 ϱ

Jede der vier Einzel-Tabellen enthält im Kopfe nebst dem mittels der Coulisse zulässigen größten und kleinsten Werte der Füllung $\frac{l_1}{l}$ auch noch verschiedene gangbare dazwischen liegende Werte.

Für jede dieser Füllungen sind nun nacheinander numerisch angesetzt:
der betreffende (ideale) Voreilwinkel δ_i (berechnet nach Gl. 43),
die zugehörige Excentricität ϱ_i (berechnet nach Gl. 43'),
der relative Kolbenweg $\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l}$, bei welchem vor dem Kolben die Absperrung und (wegen $i = 0$) gleichzeitig hinter dem Kolben die Eröffnung stattfindet, mithin die Compression und Vor-Ausströmung zugleich beginnt (berechnet nach Gl. 45),
der relative Kolbenweg $\frac{l_4}{l}$, bei welchem vor dem Kolben die Eröffnung stattfindet, also die Vor-Einströmung (Gegendampf) beginnt (berechnet nach Gl. 48 und 48'),

der wahre Expansionsgrad $\varepsilon = \dfrac{\frac{l_3}{l} + m}{\frac{l_1}{l} + m}$ und

der reciproke Wert $\frac{1}{\varepsilon}$ desselben;

der Compressionsgrad $\varepsilon_1 = \dfrac{1 - \frac{l_2}{l} + m}{1 - \frac{l_4}{l} + m}$;

die Spannungs-Coëfficienten f_m und f'_m für die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung

$$p_m = f_m p + f'_m p'$$

(berechnet nach Gl. 38);

die Spannungs-Coëfficienten f_v und f'_v für die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung

$$p_v = f_v\, p' + f'_v\, p$$

(berechnet nach Gl. 38);

die Spannungs-Coëfficienten f und f' für die mittlere Spannungsdifferenz, d. h. für die indicierte (Brutto-)Spannung

$$p_i = fp - f'p'$$

(berechnet nach Gl. 39).

Jede dieser vier Einzel-Tabellen enthält hiernach alle notwendigen Größen, um bei gegebener Admissionsspannung p und Emissionsspannung p' für jede der oben angesetzten Füllungen nicht allein die mittleren Spannungen und hiermit die Gesamtdampfwirkung (Hinterdampf- und Vorderdampfwirkung, indicierte Wirkung) berechnen, sondern auch das zugehörige theoretische Dampfspannungs-Diagramm verzeichnen zu können; für die Expansions- und Compressions-Curve des letzteren ist allerdings nur der Anfangs- und Endpunkt festgesetzt, und können eventuell auch Zwischenpunkte nach dem Mariotteschen Gesetze leicht bestimmt werden. Die verschiedenen für Coulissen-Steuerung hiermit festzustellenden Spannungen, als Ordinaten des Diagramms, für die eminenten Werte der Kolbenwege als Abscissen, sind die nachstehenden, und zwar:

für die obere Curve:

die anfängliche Admissionsspannung (für die Abscisse Null)

$$p_1 = 1{,}_1\, p;$$

die Admissions-Endspannung, zugleich Expansions-Anfangs-Spannung) für die Abscisse l_1)

$$p_2 = 0{,}_9\, p;$$

die Expansions-Endspannung, zugleich Vor-Ausströmungs-Anfangsspannung (für die Abscisse l_3) $= \frac{1}{\varepsilon}\, p_2$;

die Vor-Ausströmungs-Endspannung (für die Abscisse l oder für das Hubende) $= p'$.

In ähnlicher Weise hat man für die untere Dampfspannungs-Curve:

die Emissions-Anfangsspannung (für die Abscisse l) $= p'$; die Emissions-Spannung kann für das theoretische Diagramm im weiteren Verlaufe constant $= p'$ angenommen werden und steigt erst am Ende an zu der

Compressions-Anfangsspannung (für die Abscisse $l - l_2$) $= p'' = 1{,}_1\, p'$;

die Compressions-Endspannung, zugleich Gegendampf-Anfangsspannung (für die Abscisse $l - l_4$) $= \varepsilon_1\, p''$;

die Gegendampf-Endspannung (für die Abscisse 0) $= p_1 = 1{,}_1\, p$).

Das vorangehende Indicator-Diagramm, Fig. 8, ist in dieser Weise als rein theoretisches Spannungs-Diagramm für

$$p = 5{,}_5$$
$$p' = 1{,}_{25}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}_{333}$$

nach Tab. B, 1. *a.* verzeichnet worden und stimmt mit correcten Diagrammen der Anwendung bestens überein.

§ 27.

Vergleich der numerischen Werte der Spannungs-Coëfficienten. Mittelwerte derselben und hieraus resultierende Werte der mittleren Spannungen.

Vergleicht man die numerischen Werte der einzelnen Spannungs-Coëfficienten in Tab. B, 1 unter *a*) und *b*) und ebenso jene in Tab. B, 2 unter *a*) und *b*), so bemerkt man, daß sich diese numerischen Werte, mithin auch die betreffenden Dampfspannungen und Dampfwirkungen nicht erheblich ändern, wenn man bei einem gewissen linearen Voreilen den Voreilwinkel innerhalb 20 bis 30° etwas größer oder kleiner annimmt.

Das lineare (äußere) Voreilen selbst übt allerdings auf die Dampfverteilung und Dampfwirkung einen merklichen Einfluß namentlich in der Beziehung aus, daß man mit der Coulisse desto höher expandieren kann, je kleiner eben dieses lineare Voreilen gemacht wird. Dies scheint auch der Grund zu sein, daß man sich in der Anwendung mit dem linearen Voreilen bei Maschinen mit Coulissen-Steuerung der (übrigens stets zu meidenden) Grenze Null — an welcher die kleinste Füllung eben auch Nnll wäre — bedeutend mehr nähert als bei Maschinen ohne Coulisse.

Es ist hier noch zu bemerken, daß ein kleineres lineares Voreilen bei Coulissenmaschinen deshalb eher gestattet ist, weil daselbst insbesondere bei den kleinen Füllungen der schädliche Raum beim Hubwechsel mit stark comprimiertem Dampf ausgefüllt, also ein ungünstiger Verlauf der Admissionscurve im Dampfdiagramme minder zu befürchten ist.

Will man aber auch den Unterschied zwischen einem bedeutenden und mäßigen linearen Voreilen vor der Hand nicht machen und Ausmittelungen für Coulissenmaschinen nur im allgemeinen vornehmen, oder aber von vornherein ein beiläufig mittleres lineares Voreilen zwischen $^1/_{10}$ und $^1/_{20}\,\varrho$ ins Auge fassen, so wird die Theoretische Tabelle C in Betracht zu ziehen sein, welche beiläufig die Durchschnittswerte der Einzel-Tabellen B in dem Sinne enthält, daß dieselbe für eine mittlere Größe des Voreilwinkels ($\delta = 25°$) und der äußeren Deckung ($e = 0{,}_{35}\ \varrho$), d. h. für ein mittelgroßes lineares (äußeres) Voreilen ($v_e = 0{,}_{073}\,\varrho = {}^1/_{14}\,\varrho$) eigens berechnet wurde, und der Einrichtung nach mit Tabelle B völlig übereinstimmt. Dieselbe enthält in einer unten angehängten Note die gewöhnlichen Werte der absoluten Emissionsspannung p' bei größeren Füllungen, d. h. in einiger Entfernung von dem Nullpunkte der Coulisse.

Bemerkung. Die eingeklammerte, den Nullpunkt betreffende Angabe, welche der Überschrift jeder der eben besprochenen Tabellen angefügt ist, bedarf noch einer kleinen Erklärung. Dieser Note gemäß ist für den Nullpunkt der Coulisse, damit daselbst, wie es sein muß, die resultierende Spannungsdifferenz (indicierte Spannung) p_i der Nulle gleich werde, die Emissionsspannung p' in einem gewissen Verhältnisse zur Admissionsspannung p anzunehmen. Nehmen wir diesbezüglich die Durchschnitts-Tabelle C in Betracht, so ist gemäß dortiger Bemerkung für den Nullpunkt

$$p' = 0{,}_{2061}\,p$$

anzunehmen; dies gibt

für $p =$	3	4	5	6	8	10 Kg. od. Atm.
p' am Nullpunkte =	0,618	0,824	1,031	1,237	1,649	2,061 „ „ „
während bei größeren Füllungen p' =	1,14	1,17	1,20	1,23	1,29	1,35 „ „ „
und während am Nullpunkte $\frac{1}{\varepsilon} p_2$ =	0,667	0,890	1,112	1,334	1,779	2,224 „ „ „

wobei $\frac{1}{\varepsilon} p_2$ die Expansions-Endspannung bezeichnet, welche während der Vor-Ausströmung in die Emissions-Spannung p' übergeht.

Im wesentlichen ist es sonach ganz naturgemäß, daß am Nullpunkt der Coulisse (wegen der hierbei unvermeidlichen Droßlung) bei kleiner Admissions-Spannung ($p < 5$ Atm.) die Emissions-Spannung p' unter ihrem normalen Werte und (wenn $p < 4$ Atm.) selbst auch unter dem atmosphärischen Drucke bleibt, und daß am Nullpunkte andererseits bei hoher Admissionsspannung ($p > 6$ Atm.) die Emissionsspannung p' über ihre normale Größe steigt.

Auf Grund der Angaben der Durchschnitts-Tabelle C gibt sodann die Theoretische Tabelle D die Werte der mittleren Hinter-Dampfspannung p_m und der mittleren Vorder-Dampfspannung p_v für absolute Admissions-Spannungen $p = 3$ bis 10 Atmosph. (Kgr. pro Qu.-Centim.) und für die verschiedensten Füllungen $\frac{l_1}{l}$ bis einschließlich zum Nullpunkte der Coulisse.

3. KAPITEL.

Specialisierung der vorangehenden allgemeinen Theorie für Maschinen mit separater Einlaßcoulisse bei beliebig ungehinderter Dampfausströmung.

§ 28.

Einrichtung dieser Steuerung.

Man kann sich die Aufgabe stellen, die Function der Coulisse betreffs der Dampfverteilung in der Weise zu verbessern, daß man durch die verschiedenen relativen Stellungen des Gleitstückes in der Coulisse hauptsächlich nur die Füllung reguliert, dabei aber für eine fast nach Belieben ungehinderte Dampfausströmung (bezw. für einen entsprechend mäßigen Compressionsgrad), hauptsächlich aber für eine nach Belieben geringe Vor-Ausströmung bei einer beliebigen Füllung sorgt, das heißt, daß man die Phasen der Compression und der Vor-Ausströmung von der Coulisse unabhängig macht.

Man braucht zu diesem Zwecke bloß analog den Corliß- und dergl. Maschinen die Dampfkanäle als separate Einströmungs- und separate Ausströmungskanäle herzustellen; über den ersteren spielen sodann zwei gemeinschaftlich betätigte Einlaßschieber (oder Einlaßventile), über den letzteren desgleichen zwei gemeinschaftlich betätigte Auslaßschieber (oder Auslaßventile) für einen Dampfcylinder. Der zweiteilige Einlaßschieber (bezw. die beiden Einlaßventile) wird in gewöhnlicher Weise für verschiedene Füllungen beim Vorwärts- und Rückwärtsgang mittels einer Coulisse betätigt, der zweiteilige Auslaßschieber (bezw. die beiden Auslaßventile) macht hingegen fortwährend den vollen Hub und wird bloß für den Vorwärts- und Rückwärtsgang mittels eines separaten Umsteuerungshebels durch den Wärter gestellt, am besten durch eine besondere Auslaßcoulisse, an welcher das Gleitstück bloß in den beiden äußersten Lagen und in der Mittellage zu fixieren ist. — Bei dem Einlaßschieber (oder Ventil) kommt außer der Excentricität ϱ und dem Voreilwinkel δ seines Excenters (beide ideal veränderlich) die äußere Deckung e in Betracht, und nehmen die hier-

von beeinflußten relativen Kolbenwege $\frac{l_1}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ (für die Absperrung hinter dem Kolben und den Eintritt des Gegendampfes vor dem Kolben) verschiedene zusammengehörige Werte, wie im Vorangehenden (bei der eigentlichen Coulissensteuerung) an. Bei dem Auslaßschieber (oder Ventil) kommt außer der Excentricität und dem Voreilwinkel seines Excenters (beide constant, jedoch von obigen ϱ und δ eventuell verschieden) die innere Deckung i in Betracht, und sind die hierdurch beeinflußten relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$ und $\frac{l_3}{l}$ (für die Absperrung vor dem Kolben und für den Dampfaustritt hinter dem Kolben) constante Größen.

Es ist jedoch hierbei nicht zu übersehen, daß die Absperrung vor dem Kolben (Beginn der Compression) durch den Auslaßschieber unter allen Umständen bereits erfolgt sein muß, bevor der Einlaßschieber den Gegendampf vor den Kolben treten läßt, weil sonst der Admissionsdampf in gewissen Momenten direct in den Auspuff gelangen könnte. Es muß deshalb notwendigerweise der relative Kolbenweg $\frac{l_2}{l}$ kleiner sein als der kleinste Wert von $\frac{l_4}{l}$, welcher dem Nullpunkte der (Einlaß-) Coulisse entspricht.

Bemerkung. Der eben erwähnte Umstand ist nicht etwa als wesentlicher Nachteil dieser Steuerung zu betrachten, da der hiermit als unvermeidlich erscheinende Compressionsgrad, insbesondere bei hoher Admissionsspannung (und, wenn etwa Condensation vorhanden, bei beliebiger Admissionsspannung) nicht leicht über diejenige Grenze anwächst, innerhalb welcher die Compression in betreff des Dampfconsums von entschiedenem Nutzen ist. Es ist selbst bei der gewöhnlichen (einfachen) Coulissensteuerung durchaus nicht der mit abnehmender Füllung zunehmende Compressionsgrad, welcher diese Steuerung im Vergleiche mit einer eigentlichen Expansionssteuerung in betreff des Dampfconsums minder vorteilhaft erscheinen läßt; es ist vielmehr die mit abnehmender Füllung zunehmende Dauer der Vor-Ausströmung und der Vor-Einströmung, welche diesen Nachteil bewirkt. Die Vorrichtung einer separaten Einlaßcoulisse vermeidet die zu frühzeitige Vor-Ausströmung und leidet nur an der mit abnehmender Füllung zunehmenden Vor-Einströmung. Daß hierdurch eine (gegen die einfache Coulissensteuerung) nicht ganz unbedeutende Complication des Steuerungsmechanismus (indem der Maschinist zwei Reversierhebel anstatt eines einzigen zu betätigen hat) notwendig wird, ist nicht in Abrede zu stellen.

In der bereits vorhin abgehandelten Theoretischen Tabelle A, α und β, sind hinreichend viele Fälle erledigt, um hieraus auch für den vorliegenden Zweck entsprechende Einrichtungen der Steuerung combinieren zu können.

Fassen wir aus dieser Tabelle diejenigen Werte $\frac{l_2}{l}_{\text{max.}}$ (für den vollen Schieberhub) mit den Werten $\frac{l_4}{l}_{\text{min.}}$ (für den Nullpunkt der Coulisse) zusammen, welche der vorhin für getrennte Schieber ausgesprochenen Bedingung

$$\frac{l_2}{l}_{\text{max.}} < \frac{l_4}{l}_{\text{min.}}$$

entsprechen, so erhalten wir folgendes Schema der diesbezüglich entsprechenden Combinationen.

Combinationen für getrennte Einlaß- und Auslaßschieber bei der Steuerung mit separater Einlaßcoulisse.

No.	Berufung auf Tabelle A.	$\frac{l_4}{l}$ min.	$\frac{l_2}{l}$ max.	Einlaßschieber			Auslaßschieber		
				δ	e	v_e	δ	i	v_i
1	Zeile b und c	0,950	0,933	30°	0,45 ϱ	0,05 ϱ	30°	0	0,50 ϱ
2	„ b „ d	0,950	0,906	30°	0,45 ϱ	0,05 ϱ	30°	0,1 ϱ	0,40 ϱ
3	„ b „ d'	0,950	0,930	30°	0,45 ϱ	0,05 ϱ	25°	0,1 ϱ	0,323 ϱ
4	„ b „ d''	0,950	0,950	30°	0,45 ϱ	0,05 ϱ	20°	0,1 ϱ	0,242 ϱ
5	„ b' „ c	0,946	0,933	25°	0,377 ϱ	0,046 ϱ	30°	0	0,50 ϱ
6	„ b' „ d	0,946	0,906	25°	0,377 ϱ	0,046 ϱ	30°	0,1 ϱ	0,400 ϱ
7	„ b' „ d'	0,946	0,930	25°	0,377 ϱ	0,046 ϱ	25°	0,1 ϱ	0,323 ϱ
8	„ b'' „ c	0,939	0,933	20°	0,3 ϱ	0,042 ϱ	30°	0	0,500 ϱ
9	„ b'' „ d	0,939	0,906	20°	0,3 ϱ	0,042 ϱ	30°	0,1 ϱ	0,400 ϱ
10	„ b'' „ d'	0,939	0,930	20°	0,3 ϱ	0,042 ϱ	25°	0,1 ϱ	0,323 ϱ
11*	„ b „ c'	0,950	0,953	30°	0,45 ϱ	0,050 ϱ	25°	0	0,423 ϱ
12*	„ b' „ d''	0,946	0,950	25°	0,377 ϱ	0,046 ϱ	20°	0,1 ϱ	0,242 ϱ

Bemerkung. Die unter No. 11* und 12* angegebenen Combinationen (eigentlich auch die an der Grenze stehende No. 4) weisen einen kleinen Mangel in obbesagter Beziehung nach, welcher durch eine unbedeutende Vergrößerung der äußeren oder inneren Deckung behoben werden könnte, so wie überhaupt durch Annahme anderer Größen der Voreilwinkel und Deckungen noch eine Unzahl anderer entsprechender Combinationen möglich wäre.

Die Gesamtdampfwirkung wird indes voraussichtlich durch die Wahl irgend einer der verschiedenen Combinationen, insoweit dieselben überhaupt entsprechend sind, nicht wesentlich alteriert werden, d. h. die Größe dieser Gesamtwirkung wird sich jedesmal bei einer jeden durch die Einlaßcoulisse eingeleiteten Füllung für eine beliebige der entsprechenden Combinationen so ziemlich gleich ergeben.

Wir wollen gleichwohl für die betreffende Specialisierung zwei Fälle und zwar aus obigen Combinationen No. 1 und 10, als die voneinander verschiedensten ins Auge fassen.

In beiden Fällen und überhaupt handelt es sich hier um die Specialwerte der Spannungs-Coëfficienten f und f' (nach Gl. 35, S. 54) zur Ermittlung der indicierten Spannung

$$p_i = fp - f'p'$$

wobei auch die Coëfficienten f_m und f'_m für die mittlere Hinterdampf-Spannung p_m, sowie auch f_v und f'_v für die mittlere Vorderdampf-Spannung p_v (nach Gl. 32, S. 53) in den Betracht gezogen werden können.

§ 29.

Eigentliche Specialisierung für die gewählten zwei (verschiedensten) Fälle.

Wenn wir vor der Hand die Größe ϑ für die Droßlung und den Coëfficienten m für den schädlichen Raum noch unbestimmt lassen, so wird sich die vorzunehmende Specialisierung lediglich nur auf die Einsetzung der betreffenden constanten Werte der relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$ und $\frac{l_3}{l}$ erstrecken.

In dem ersten der gewählten Fälle (No. 1 der Combinationen S. 71) ist für den Auslaßschieber

der Voreilwinkel $\delta = 30°$
die innere Deckung $i = 0$

daher der constante und (wegen $i = 0$) gemeinschaftliche Wert der beiden Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$ und $\frac{l_3}{l}$ gemäß Zeile c der Theoretischen Tabelle A, β):

$$\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} = 0{,}933$$

Hiermit ergibt sich aus 32)

$$\left.\begin{aligned} f_m &= \frac{l_1}{l} = (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\text{logn.}\,\varepsilon + 0{,}0335\,\frac{1}{\varepsilon}\,(1-\vartheta) \\ f'_m &= 0{,}0335 \\ f_v &= 0{,}933 + 1{,}1\,(0{,}067+m)\,\text{logn.}\,\varepsilon_1 + 0{,}55\,\varepsilon_1\left(1-\frac{l_4}{l}\right) \\ f' &= {}^1/_2\,(1+\vartheta)\left(1-\frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 53)$$

Sodann hat man gemäß 33'')

$$\begin{aligned} f &= f_m - f'_v \\ f' &= f_v - f'_m \end{aligned}$$

oder auch von vornherein gemäß 35)

$$\left.\begin{aligned} f &= \frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\text{logn.}\,\varepsilon + 0{,}0335\cdot\frac{1}{\varepsilon}\,(1-\vartheta) \\ &\qquad - {}^1/_2\,(1+\vartheta)\left(1-\frac{l_4}{l}\right) \\ f' &= 0{,}8995 + 1{,}1\,(0{,}067+m)\,\text{logn.}\,\varepsilon_1 + 0{,}55\,\varepsilon_1\left(1-\frac{l_4}{l}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 54)$$

Hierbei ist für 53) und 54) gemäß 36):

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{0{,}933+m}{\frac{l_1}{l}+m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{0{,}067+m}{1-\frac{l_4}{l}+m} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 55)$$

Für den Einlaßschieber ist in diesem ersten Falle (gemäß No. 1 der Combinationen S. 71)

der Voreilwinkel $\delta = 30°$
die äußere Deckung $e = 0{,}45\,\varrho$;

demgemäß nimmt der relative Kolbenweg $\frac{l_4}{l}$ (bei Beginn des Gegendampfes) für verschiedene durch die Einlaßcoulisse bewirkte Füllungen $\frac{l_1}{l}$ die für die Coulissensteuerung bereits in der Theoretischen Tabelle B, 1 unter *b* angesetzten Werte an.

Die mit diesen Daten nach Gl. 53, 54 und 55 berechneten, die Dampfverteilung und Dampfwirkung bestimmenden Größen sind in der Theoretischen Tabelle E (S. 8) unter 1) übersichtlich zusammengestellt; hierbei wurde für die Droßlung $\vartheta = 0{,}1$ und für den schädlichen Raum $m = 0{,}05$ (wie vorhin bei der gewöhnlichen Coulissensteuerung) angenommen.

In dem zweiten obgedachten Falle (No. 10 der obigen Combinationen) ist für den Auslaßschieber

der Voreilwinkel $\delta = 25°$

die innere Deckung $i = 0{,}1\ \varrho$:

daher die constanten Werte der relativen Kolbenwege gemäß Zeile d' der Theoretischen Tabelle A, β)

$$\frac{l_2}{l} = 0{,}980$$

$$\frac{l_3}{l} = 0{,}972$$

Hiermit ergibt sich diesmal direct aus 35)

$$\left.\begin{aligned} f &= \underbrace{\frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\operatorname{logn.}\varepsilon + 0{,}014\,\frac{1}{\varepsilon}}_{f_m}(1-\vartheta) - \underbrace{{}^1\!/_2(1+\vartheta)\left(1-\frac{l_4}{l}\right)}_{f'_v} \\ f' &= \underbrace{0{,}980 + 1{,}1\,(0{,}070+m)\operatorname{logn.}\varepsilon_1 + 0{,}55\,\varepsilon_1\left(1-\frac{l_4}{l}\right)}_{f_v} - \underbrace{0{,}014}_{f'_m} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 56)$$

Hierbei ist gemäß 36)

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{0{,}972+m}{\frac{l_1}{l}+m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{0{,}070+m}{1-\frac{l_4}{l}+m} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 57)$$

Für den Einlaßschieber ist in diesem zweiten Falle (gemäß No. 10 der Combinationen S. 71)

der Voreilwinkel $\delta = 20°$

die äußere Deckung $e = 0{,}8\ \varrho$;

demgemäß nimmt der relative Kolbenweg $\frac{l_4}{l}$ für verschiedene durch die Einlaßcoulisse zu bewirkende Füllungen $\frac{l_1}{l}$ die für die Coulissensteuerung bereits in der Theoretischen Tabelle B, 2 unter b angesetzten Werte an.

Die mit diesen Daten nach Gl. 56 und 57 berechneten, diesfalls maßgebenden Größen sind in der Theoretischen Tabelle E (S. 8 unter 2) übersichtlich zusammengestellt; hierbei wurde wie vordem $\vartheta = 0{,}1$ und $m = 0{,}05$ angenommen.

Ein Vergleich der Ergebnisse für die zwei behandelten Fälle in Tabelle E, 1) und 2) zeigt, daß diese Ergebnisse überhaupt nicht sehr von einander abweichen, mindestens nicht so sehr, daß bei der Maschinenberechnung für die Anwendung ein Unterschied bezüglich der Detaileinrichtung der Steuerung gemacht werden müßte. Es wird vielmehr gerechtfertigt sein, für diesen Zweck die Durchschnittswerte dieser beiderlei Angaben in Rechnung zu bringen, zu welchem Behufe die Durchschnitts-Tabelle E' (S. 9) für Maschinen mit separater Einlaßcoulisse entworfen wurde.

4. KAPITEL.

Specialisierung der vorangehenden allgemeinen Theorie für die Dampfmaschinen mit selbständiger Absperr- resp. Expansions-Vorrichtung, als Eincylinder-Maschinen.

§ 30.

Entwurf der Specialisierung.

Diejenigen Dampfmaschinen, bei denen die Änderung der Cylinder-Füllung (beziehungsweise des Expansionsgrades) — wie dies bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen mit stets einer Bewegungsrichtung fast ausschließlich der Fall — selbständig, d. h. unabhängig von den übrigen Phasen der Dampfverteilung, in der Regel mittels separater Expansionsschieber oder dgl. bewerkstelligt wird, liefern in der vorliegenden Betrachtung einen speciellen, und zwar den einfachsten Fall.

Diese Maschinen, die wir überhaupt als „Maschinen mit eigentlicher Expansionsvorrichtung“ oder schlechtweg als „Maschinen mit Expansions-Steuerung“ bezeichnen können, sind — gleichgültig ob sie die Meyersche oder Farcotsche oder Corliss- etc. Steuerung besitzen — entgegen den vorhin behandelten beiden Arten der Coulissen-Maschinen dadurch charakterisiert, daß hierbei die relativen Kolbenwege $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$, und $\frac{l_4}{l}$ für jede Größe der Füllung $\frac{l_1}{l}$ constante Werte annehmen.

Wir werden hier in bezug auf die Einrichtung der Steuerung, beziehungsweise der Dampfverteilung — insolange wir bloß die Eincylinder-Maschinen ins Auge fassen — hauptsächlich zwei Maschinenarten zu unterscheiden haben, und zwar:

erstlich diejenigen Maschinen, bei welchen, wie dies bei der Mehrzahl der bisherigen Maschinen der Fall war und ist, die genannten relativen Kolbenwege sämtlich sehr groß (der Einheit nahe) sind, und somit die betreffenden Phasen der Dampfverteilung (Compression, Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung) erst gegen das Ende des Kolbenhubes eintreten;

zweitens diejenigen Maschinen, bei welchen, wie dies in der Gegenwart immer häufiger vorkommt, ein namhafter Compressionsgrad eingeleitet wird; also der Kolbenweg $\frac{l_2}{l}$ bedeutend kleinere, und zwar (insbesondere nach

Maßgabe der Admissionsspannung) verschiedene Werte annimmt, während die Kolbenwege $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ constante Werte nahe der Einheit behalten.

Die weitere Specialisierung wird sich für die erstere Maschinenart auf verschiedene Größen der Droßlung (ϑ) und des schädlichen Raumes (m) zu erstrecken haben, während bei der zweiten Maschinenart (für gewisse Größen von ϑ und m) verschiedene, je nach Umständen entsprechende Compressionsgrade für die Specialisierung in Berücksichtigung kommen sollen.

§ 31.

Specialisierung für Maschinen ohne (namhafte) Compression.

Bei dieser, bisher gewöhnlichen Maschinenart brauchen wir bei Feststellung der diesfalls constanten Werte $\frac{l_2}{l}$, $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ keine besonderen Umstände zu machen, und wir können es auch nicht, wenn wir endlosen (und wohl auch nutzlosen) Complicationen ausweichen wollen. Es wird vielmehr geraten sein, für diese Größen, welche bei guten Maschinen der hier in Betracht zu ziehenden Art ohnedies nicht stark variieren, entsprechende Mittelwerte in die Rechnung zu bringen. Hingegen wollen wir diesfalls in bezug auf anderweitig maßgebende Elemente eine Specification vornehmen, als welche die Stärke der Droßlung (ϑ) und die Größe des schädlichen Raumes (m) zu bezeichnen sind.

Es variieren bei den Maschinen ohne (namhafte) Compression in der Regel höchstens (siehe Theoretische Tabelle A):

$\frac{l_2}{l}$ zwischen $0{,}91$ und $0{,}97$

$\frac{l_3}{l}$ „ $0{,}93$ „ $0{,}99$

$\frac{l_4}{l}$ „ $0{,}997$ „ $0{,}999$

Wir können demgemäß im Mittel ohne weiteres annehmen:

$$\left.\begin{aligned} \frac{l_2}{l} &= 0{,}94 \\ \frac{l_3}{l} &= 0{,}96 \\ \frac{l_4}{l} &= 0{,}998 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 58)$$

Hiermit ergibt sich aus 35):

$$\left.\begin{aligned} f &= \underbrace{\frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn. } \varepsilon + 0{,}02\, \frac{1}{\varepsilon}\,(1-\vartheta)}_{f_m} - \underbrace{0{,}001\,(1+\vartheta)}_{f'_v} \\ f' &= \underbrace{0{,}94 + 1{,}1\,(0{,}06 + m)\,\text{logn. } \varepsilon_1 + 0{,}0011\,\varepsilon_1}_{f_v} - \underbrace{0{,}020}_{f'_m} \end{aligned}\right\} \quad 59)$$

hierbei ist gemäß 36):

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{0{,}96 + m}{\frac{l_1}{l} + m} \\ \varepsilon_1 &= \frac{0{,}06 + m}{0{,}002 + m} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad 60)$$

Hiernach sind die Spannungs-Coëfficienten f und f' (nebst f'_v und f'_m) neben ε, $\frac{1}{\varepsilon}$ und ε_1 zunächst für die folgenden Annahmen von ϑ (für eine mäßige Droßlung) und von m (für den schädlichen Raum) berechnet und in der Theoretischen Tabelle F (S. **10**) zusammengestellt worden:

$$m = 0{,}05 \begin{cases} \vartheta = 0{,}1 \\ \vartheta = 0{,}05 \end{cases}$$

$$m = 0{,}035 \begin{cases} \vartheta = 0{,}1 \\ \vartheta = 0{,}075 \\ \vartheta = 0{,}05 \end{cases}$$

$$m = 0{,}025 \begin{cases} \vartheta = 0{,}1 \\ \vartheta = 0{,}05 \\ \vartheta = 0{,}025 \\ \vartheta = 0 \end{cases}$$

Hierbei ergeben sich außer $f'_m = 0{,}020$ die bloß von der Größe des schädlichen Raumes (m) abhängigen Größen, wie übrigens auch unterhalb der Theoretischen Tabelle F angegeben, nachfolgends:

$$m = 0{,}05 \begin{cases} \varepsilon_1 = 2{,}116 \\ f' = 1{,}013 \\ f_v = 1{,}033 \end{cases}$$

$$m = 0{,}035 \begin{cases} \varepsilon_1 = 2{,}567 \\ f' = 1{,}024 \\ f_v = 1{,}044 \end{cases}$$

$$m = 0{,}025 \begin{cases} \varepsilon_1 = 3{,}148 \\ f' = 1{,}031 \\ f_v = 1{,}051 \end{cases}$$

Behufs Angabe der mittleren Hinterdampfspannung (mittleren absol. Spannung)

$$p_m = f_m p + f'_m p'$$

ist durchaus constant $f'_m = 0{,}020$ und für den Coëfficienten

$$f_m = f + f'_v$$

die Größe $f'_v = 0{,}001\ (1 + \vartheta)$ auf 3 Decimalien stets $= 0{,}001$, so daß man ohne Anstand allgemein

$$f_m = f + 0{,}001$$

setzen kann.

Die hier in Betracht gezogenen, einer mäßigen Droßlung entsprechenden Werte von ϑ kommen bei den verschiedenen Maschinengattungen vor, ohne daß man eine eigentliche (namhafte) Droßlung beabsichtigen würde. Ist dies letztere der Fall, so nimmt ϑ von $0{,}1$ angefangen größere Werte an, wobei sich von den in der Theoretischen Tabelle F vorkommenden Größen einzig und allein die Werte von f ändern, die übrigen Größen (ε, ε_1, f' etc.) jedoch ungeändert bleiben. Unter der Aufschrift „Zur Theoretischen Tabelle F" sind auf S. **11** die für $\vartheta = 0{,}1$ bis $0{,}8$, also für starke Droßlung und für die obigen drei Werte von m nach dem Vorhergehenden berechneten Werte von f übersichtlich zusammengestellt. In der untersten Zeile dieser Tabelle sind

zugleich die zu dem jeweiligen Werte von ϑ gehörigen beiläufigen Verhältnisse $\frac{p}{p_0}$ (der mittleren Admissionsspannung p zu der absoluten Kesselspannung p_0) nach einer empirischen Regel unter der Voraussetzung angegeben, daß die Droßlung lediglich am Admissionsventil und keineswegs (was der Droßlung vollends abträglich wäre) am Kesselsperrventil bewirkt wird.

Die hiermit vorgenommene Specialisierung in bezug auf die Größen ϑ und m kann einerseits dazu dienen, um den Einfluß der Droßlung und des schädlichen Raumes auf die Größe der Gesamt-Dampfwirkung zu erkennen, das anderemal aber auch der Rücksicht entsprechen, um in bezug auf diese Wirkung die Maschinen ohne und mit Dampfhemd zu unterscheiden. Da es nämlich zu umständlich wäre, für jede dieser beiden Maschinengattungen ein besonderes Expansionsgesetz anzuwenden, so wird man sich dadurch behelfen können, daß man bei den Dampfhemdmaschinen, wie dies bereits auf S. 37 dargetan wurde, ohne weiteres das einfache Mariottesche Gesetz als gültig annimmt, und bei den Maschinen ohne Hemd zwar von demselben Gesetz Gebrauch macht, jedoch eine kleinere als die wirkliche Dampfmenge als expandierend annimmt, was einfach dadurch geschehen kann, daß ein entsprechend kleinerer Wert von m für den schädlichen Raum (als der wirkliche) in Rechnung gebracht wird, während gleichzeitig bei den Dampfhemdmaschinen auch eine geringere Droßlung (ϑ) anzunehmen sein wird, als bei den Maschinen ohne Hemd. Dabei wird jedoch zu beachten sein, daß bei den Condensatormaschinen das Dampfhemd in bezug auf die Vergrößerung der Expansionswirkung vielmehr ausgiebig ist, als bei den Auspuffmaschinen, da bei den ersteren die Temperatur des Emissionsdampfes entgegen jener des Admissionsdampfes bedeutend geringer, mithin auch die mittlere Temperatur der Cylinder-Wandungen bedeutend niedriger ist, als bei den letzteren.

Außerdem wird bei Feststellung von f für die practische Maschinen-Ausmittlung auch noch festzuhalten sein, daß die Auspuffmaschinen in der Regel größere schädliche Räume besitzen (und auch zulassen), als die Condensatormaschinen (insbesondere solche mit Hemd).

Durch den obigen Vorgang (Anwendung des einfachen Mariotteschen Gesetzes und Annahme eines kleineren als des wirklichen schädlichen Raumes für die Expansionswirkung der Maschinen ohne Hemd, so wie auch einer stärkeren Droßlung) wird bei gewahrter Einfachheit sehr annähernd dasselbe erreicht, als wenn das Gesetz $PV^k = \text{Const.}$ mit $k > 1$ zur Anwendung gekommen wäre.

Note: Um die Ausdrücke für die Spannungs-Coefficienten in 59) behufs ihrer weiteren Behandlung (für die Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen) möglichst zu vereinfachen, können wir erstlich, wie bereits angedeutet,

$$f'_v = 0{,}001 \text{ und ohnedies } f'_m = 0{,}02$$

setzen; es variiert ferner gemäß Theoretischer Tabelle F, S. 10, f_v nur innerhalb der numerischen Grenzen 1,033 (für großen schädl. Raum) und 1,051 (für sehr kleinen schädl. Raum); man kann demnach im Durchschnitte (einem schädlichen Raume von etwa 4 % entsprechend)

$$f_v = 1{,}04$$

setzen. In dem Ausdrucke für f_m (bezw. auch für f) kann die Größe $0{,}02\frac{1}{\varepsilon}(1-\vartheta)$ wegen der Kleinheit des numerischen Coëfficienten, wegen $\frac{1}{\varepsilon}$ nahe $= \frac{l_1}{l}$ und wegen $1-\vartheta$ nahe $= 1$ durch $0{,}02\frac{l_1}{l}$ ersetzt werden.

Demgemäß lauten die Beziehungen 59) mit hinreichender Annäherung

$$\left.\begin{aligned} f = \underbrace{\frac{l_1}{l} + (1-\vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{logn.}\, \varepsilon + 0{,}02\, \frac{l_1}{l}}_{f_m} \underbrace{- 0{,}001}_{f'_v} \\ f_v = 1{,}04;\ f'_m = 0{,}02;\ f' = f_v - f'_m = 1{,}02 \end{aligned}\right\} \text{. ad 59)}$$

Hiernach ist die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung

$$p_m = f_m\, p + 0{,}02\, p'$$

und die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung

$$p_v = 1{,}04\, p' + 0{,}001\, p;$$

ferner die indicierte Spannung

$$p_i = p_m - p_v$$

oder auch direct

$$p_i = fp - f'p'$$

Hierbei ist (gemäß 60) ungeändert

$$\varepsilon = \frac{0{,}96 + m}{\frac{l_1}{l} + m} \text{. ad 60)}$$

§ 32.

Specialisierung für Maschinen mit bedeutender Compression.

Für diejenigen Maschinen, bei welchen teils aus dampfökonomischen, teils aus Rücksichten für einen ruhigen Gang ein entsprechender und stets namhafterer Compressionsgrad eingeleitet wird, als es der vorhergehends (Gl. 58) in Betracht gezogene Wert des relativen Kolbenweges $\frac{l_2}{l} = 0{,}94$ mit sich bringt, wird die Specialisierung zunächst in der Einsetzung der constanten Werte

$$\frac{l_3}{l} = 0{,}96$$

$$\frac{l_4}{l} = 0{,}998$$

zu bestehen haben, während über $\frac{l_2}{l}$ zunächst noch die freie Wahl zu wahren ist.

Wir lassen (wie dies im vorhergehenden wegen der geringen Dauer der Compressionsphase durchaus zulässig war) vorderhand auch diesfalls (bei namhafter Dauer dieser Phase) das einfache Mariottesche Gesetz für die Compression gelten und die zugehörigen ergänzenden Bemerkungen demnächst nachfolgen.

Ein Blick auf die allgemeinen Formeln 32) und 35) nebst 36) zeigt, daß der relative Kolbenweg $\frac{l_2}{l}$ lediglich nur in dem Ausdrucke für f_v und hiermit auch in jenem für f' vorkommt, und daß die sämtlichen übrigen Spannungs-Coëfficienten — insbesondere f — einschließlich des Expansionsgrades ε lediglich nur von den Größen $\frac{l_3}{l}$ und $\frac{l_4}{l}$ (selbstverständlich außer $\frac{l_1}{l}$) beeinflußt werden.

Es gelten sonach die im vorigen § 31 für die Expansions-Maschinen behandelten und in der Theoretischen Tabelle F zusammengestellten Werte

von f neben jenen von ε und $\frac{1}{\varepsilon}$ auch für Maschinen mit beliebig starker Compression; ebenso ist auch diesfalls überhaupt $f'_m = 0{,}020$ und kann $f'_v = 0{,}001$ gesetzt werden.

Hingegen ist f' nebst f_v und ε_1 (außer von m) von $\frac{l_2}{l}$ abhängig, und zwar hat man

für $m = 0{,}05$:

$$\left.\begin{aligned} f' &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1{,}05 - \frac{l_2}{l}\right)\text{logn.}\,\varepsilon_1 + 0{,}0011\,\varepsilon_1 - 0{,}020 \\ \text{hierin } \varepsilon_1 &= \frac{1{,}05 - \frac{l_2}{l}}{0{,}052} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 61)$$

für $m = 0{,}035$:

$$\left.\begin{aligned} f' &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1{,}035 - \frac{l_2}{l}\right)\text{logn.}\,\varepsilon_1 + 0{,}0011\,\varepsilon_1 - 0{,}020 \\ \text{hierin } \varepsilon_1 &= \frac{1{,}035 - \frac{l_2}{l}}{0{,}037} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 61')$$

für $m\ 0{,}025$:

$$\left.\begin{aligned} f' &= \frac{l_2}{l} + 1{,}1\left(1{,}025 - \frac{l_2}{l}\right)\text{logn.}\,\varepsilon_1 + 0{,}0011\,\varepsilon_1 - 0{,}020 \\ \text{hierin } \varepsilon_1 &= \frac{1{,}025 - \frac{l_2}{l}}{0{,}027} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 61'')$$

Das subtractive Glied $0{,}020$ in 61), 61'), 61'') ist eben $= f'_m$.

Die mittels dieser Ausdrücke für verschiedene Werte von $\frac{l_2}{l}$ berechneten Angaben von ε_1 und f' sind in der Theoretischen Tabelle F', S. **12**, übersichtlich zusammengestellt und zugleich die zugehörigen Werte der Compressions-Endspannung ($\varepsilon_1\,p''$) für Auspuff und Condensation nebenangesetzt.

Über die Anwendung der Compression ist zuvörderst zu bemerken: Würde die Compression und die Expansion, wie hier vorläufig angenommen wurde, nach demselben Gesetze stattfinden, und könnte der durch Compression gewonnene Dampf bis zu derjenigen Spannung expandieren, von welcher die Compression erfolgte (was durch ein scharf zugespitztes Dampfspannungs-Diagramm gewährleistet würde), so wäre durch die Anwendung der letztern der schädliche Raum geradezu unschädlich gemacht*). Wenn nun auch dieses bei den Eincylinder-Maschinen im allgemeinen nicht völlig eintritt (wohl aber bei dem Hochdruckcylinder einer correcten Zwei- und Dreicylinder-Maschine stets eintreten kann), so wird bei den üblichen Expansionsgraden doch wenigstens ein partielles Paralysieren des schädlichen Raumes durch die Compression ermöglicht. Hierzu kommt jedoch der Umstand, daß durch die mit der Compression verbundene Erwärmung des Vorderdampfes (und hiermit auch der Cylinderwandungen) der Dampfverlust herabgesetzt wird und über-

*) Der größere schädliche Raum würde unter solchen Umständen (ähnlich wie bei den Gebläsen) lediglich ein entsprechend größeres Cylindervolumen für eine gewisse Maschinenleistung erheischen.

haupt diejenigen Vorteile gesteigert werden, welche durch die bessere Warmhaltung des Dampfcylinders bedingt sind. Diese beiderlei für die Anwendung der Compression sprechenden Umstände zugleich mit dem hierdurch bezweckten ruhigeren Maschinengange bringen es mit sich, daß die Compression in der Anwendung immer beliebter wird.

§ 33.

Ergänzende Bemerkungen und Ausmittelungen über die Compression.

Über das Gesetz, nach welchem die Compression des Vorderdampfes in einer Dampfmaschine vor sich geht, herrschten in Fachkreisen sehr divergierende Ansichten. Die einen behaupteten, die Spannung wachse in einem geringeren Maße als nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze, derart, daß die Zunahme der Spannung bei der Compression sogar nur halb so groß wäre, als nach diesem Gesetze, was beiläufig bedeuten würde, daß diese Endspannung nur so groß wird, als wenn die Compression in einen doppelt so großen schädlichen Raum (als den wirklichen) vor sich gehen würde(!). Andere haben hingegen die Überzeugung gewonnen, daß bei der Compression des Dampfes ein dem Poissonschen („potenzierten Mariotteschen") Gesetze analoges Gesetz

$$PV^k = \text{Const.}$$

befolgt wird, wobei der Exponent k im allgemeinen die Einheit, ja nach Umständen sogar den Wert 1,41 (Verhältnis der beiden Wärme-Capacitäten) des eigentlichen Poissonschen Gesetzes übersteigen sollte, während derselbe nach der erstgenannten Ansicht sehr bedeutend unter der Einheit zurückbleiben würde!

Nach den zum Zwecke dieser Bemerkungen von Professor Káš an verschiedenen Indicator-Diagrammen vorgenommenen Untersuchungen fällt der Exponent k in der Regel nicht unter 0,9 und steigt in der Regel nicht über 1,2; und zwar gestaltet sich dieser numerische Wert der Natur der Sache gemäß desto kleiner, je feuchter der Dampf, beziehungsweise desto größer, je besser die Maschine umhüllt und geheizt ist.

Hiernach wurden zur Gewinnung der erforderlichen Daten für die Compression dem Exponenten k außer der Einheit (dem einfachen Mariotteschen Gesetze entsprechend) auch noch die Werte $k = 0{,}9$, dann 1,1 und 1,2 beigelegt und diese Daten in den Theoretischen Tabellen F'' (S. **13**) unter 1, 2 und 3 in analoger Weise mit der Theoretischen Tabelle F' zusammengestellt*).

In diesen einzelnen Tabellen sind die sämtlichen Größen sowohl für Auspuff- als auch für Condensatormaschinen zur beliebigen Anwendung an-

*) Hierbei brauchte nur beachtet zu werden, daß nach dem Gesetze $PV^k =$ Const. die Compressions-Endspannung $p_c = \varepsilon_1{}^k p''$ und daß gemäß Gl. 20') S. 42 die Compressions-Wirkung

$$W_c = P_1 V_1 \frac{1}{k-1} (\varepsilon_1{}^{k-1} - 1)$$

während nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze gemäß Gl. 19') S. 40

$$W_c = P_1 V_1 \text{ logn. } \varepsilon_1.$$

Hiernach ist diesfalls in den Ausdrücken 61), 61') und 61'') logn. ε_1 durch $\frac{1}{k-1} (\varepsilon_1{}^{k-1} - 1)$ und in dem vorletzten Gliede (welches der Compressions-Endspannung entspricht) ε_1 durch $\varepsilon_1{}^k$ zu ersetzen.

gegeben, in der Überschrift ist jedoch stets bemerkt, für welche Maschinengattung die betreffende Tabelle „insbesondere" anzuwenden wäre, und von dem Verfasser in dem nachfolgenden specialisierten Teile auch wirklich angewendet wird, und zwar eignet sich:

Tab. F' ($PV =$ Const.) für Auspuffmaschinen ohne Dampfhemd,
Tab. F''_1 ($PV^{0,9} =$ Const.) für Condens.-Maschinen ohne Dampfhemd,
Tab. F''_2 ($PV^{1,1} =$ Const.) für Maschinen mit Dampfhemd,
Tab. F''_3 ($PV^{1,2} =$ Const.) für Maschinen mit Dampfhemd, bei möglichst wenig feuchtem Dampfe.

Unterhalb der Theoretischen Tabelle F' hat endlich eine dreifache Zusammenstellung (in Kleindruck) Platz gefunden, welche aus den eben erklärten Tabellen (F' und $F''_{1,2,3}$) für die unmittelbare Anwendung gefolgert wurde. Aus dieser Zusammenstellung läßt sich für jede Gattung der Eincylinder-Maschinen die Größe f' nebst $\frac{l_2}{l}$ sofort entnehmen, wenn man bis zu einer gewissen (nach Belieben zu wählenden) Endspannung p_c comprimieren will. Für die Condensatormaschinen sind die genannten Größen behufs eventueller Wahl für alle in Betracht gezogene Werte von k angegeben.

Es versteht sich, daß die Angaben von $\frac{l_2}{l}$ für eine auf Compression einzurichtende Maschine für die Anwendung nur als „vorläufig" anzusehen sind und daß die Größe $\frac{l_2}{l}$ an der in Gang gesetzten Maschine nach Maßgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme zu corrigieren sein wird, im Falle man mit dem wirklichen Verlaufe der Compressionscurve etwa nicht einverstanden wäre.

Note. Nach dem obigen Verlaufe der Werte von k in der Beziehung $PV^k =$ Const. würde durch die Compression nur bei den Dampfhemd-Maschinen der Dampf wirklich überhitzt, sonst aber (seiner Nässe wegen) bloß erwärmt werden.

Über den dampfökonomischen Nutzen der Compression folgt in § 57 das weitere.

III. ABSCHNITT.

Theoretisches über Mehrcylinder-Maschinen.

(Verbund-Maschinen.)

1. KAPITEL.

Theorie der Zweicylinder-Maschinen.

(Zweimalexpansions-Maschinen.)

§ 34.

Allgemeines über Zweicylinder-Maschinen.

Die Anwendung der Zweicylinder-Maschinen ist aus dem Bestreben hervorgegangen, behufs möglichster Dampfökonomie Dampf von hoher Spannung bei entsprechend hohen Expansionsgraden mit allseitigen Vorteilen anwenden zu können.

Unter solchen Umständen (bei hoher Spannung und zugehörig kleiner Füllung) gestaltet sich die wirksame Druckdifferenz auf den Kolben einer Eincylinder-Maschine während eines Kolbenhubes in einem allzuhohen Grade und in ungünstiger Weise veränderlich: Nahe am Hubwechsel, allwo der (aus der toten Lage) zurückgelegte Kurbelwinkel w von Null an kleine Werte annimmt, somit die nach der Kurbelrichtung entfallende (nur Zapfenreibung erzeugende) Componente $\mathfrak{P}_x \cos w$ des wirksamen Kolbendruckes $\mathfrak{P}_x$ gegen die peripherische (beschleunigende) Componente $\mathfrak{P}_x \sin w$ desselben bei weitem überwiegend ist, gestaltet sich dieser Kolbendruck (während der Admission) sehr groß, und nimmt weiterhin (nach eingeleiteter Expansion) rapid ab, um in der zweiten Hälfte des Hubes, namentlich aber gegen das Ende desselben verhältnismäßig sehr kleine Werte anzunehmen.

Wenngleich bei Beginn des Hubes ein größerer Kolbendruck der Beschleunigung der hin- und hergehenden Massen, ähnlich wie am Hubende die Compression der Verzögerung dieser Massen zustatten kommt, so sind die betreffenden Schwankungen des Kolbendruckes bei hoher Spannung und kleiner Füllung selbst schon aus dieser Rücksicht viel zu groß und beeinträchtigen außerdem in hohem Grade die Gleichförmigkeit der Rotation.

Nicht minder ungünstig wirkt hierbei der gewaltige Unterschied der Dampfspannungen hinter und vor dem Kolben, so wie das hiermit bedungene allzugroße Temperaturgefälle in einem einzigen Dampfcylinder, wodurch einerseits die Dichtung des Kolbens gegen die Dampflässigkeit sehr mißlich wird, andererseits aber namhafte Dampfverluste durch die Abkühlung des Admissionsdampfes herbeigeführt werden.

Alle diese Unzukömmlichkeiten werden zum großen Teile vermieden, und wird die Anwendung hoher Expansionsgrade bei hoher Admissions-

spannung wesentlich erleichtert, wenn man das große Spannungsgefälle und das hiermit correspondierende Temperaturgefälle auf zwei Dampfcylinder in dem Sinne verteilt, daß man den hochgespannten Dampf zunächst in einem kleineren (Hochdruck-) Cylinder mit mäßiger Expansion zur Wirksamkeit bringt, und den Rest der Expansion durch den Übertritt des Dampfes aus diesem (vorgelegten) Cylinder in den eigentlichen Hauptcylinder (Expansions- oder Niederdruck-Cylinder) vor sich gehen läßt. Hierdurch wird zugleich der große Vorteil erreicht, daß der mit dem Admissionsdampfe auszufüllende schädliche Raum (diesfalls des kleineren Cylinders) der absoluten Größe nach namhaft reduciert, beziehungsweise die Schadloshaltung bezüglich dieses Raumes durch eine relativ nur mäßige Compression in beiden Cylindern ohne weiteres ermöglicht wird.

Für Coulissen-Steuerung bei Locomotiv- und Schiffsmaschinen (eventuell auch bei den Förderungs- und Reversierwalzwerks-Maschinen) bietet das Zweicylinder-System noch den Vorteil, daß hierbei die Cylinder-Füllung stets ansehnlich ist und somit eben auch von der Coulisse hinreichend correct bewerkstelligt wird.

Die hiermit berührten Vorteile des Zweicylinder-Systems kommen erwiesenermaßen trotz des Umstandes ökonomisch überwiegend zur Geltung, daß durch das Hinzukommen eines vorgelegten Cylinders die passiven Widerstände möglicherweise (aber mit Rücksicht auf das genügende leichtere Schwungrad nicht ganz unumgänglicherweise) vermehrt, jedenfalls aber die Maschinen-Herstellungskosten namhaft gesteigert werden. Hierbei muß allerdings mindestens annähernd die gleiche Vollkommenheit der Ausführung und Instandhaltung der Zweicylinder-Maschine (im Vergleiche mit jener der äquivalenten Eincylindermaschine) vorausgesetzt werden.

Es bezeichne:

V das Volumen des Expansions- oder Niederdruck-Cylinders (als des Hauptcylinders),

v das Volumen des Hochdruck-Cylinders;

$\frac{v}{V} = \nu$ das Cylindervolumen-Verhältnis ($\nu < 1$);

O die wirksame Kolbenfläche des Expansions-Cylinders,

O' jene des Hochdruck-Cylinders;

l den Kolbenhub des Expansions-Cylinders,

l' jenen des Hochdruck-Cylinders (in der Regel ist $l' = l$); demgemäß ist auch

$$V = Ol; \; v = O'l'; \; \nu = \frac{v}{V} = \frac{O'l'}{Ol}$$

$\left(\text{im Falle } l' = l, \text{ so ist speciell } \nu = \frac{O'}{O}\right)$;

$\frac{l_1}{l}$ die ideale auf den Expansions-Cylinder bezogene Füllung, welche dem totalen „nominellen" Expansionsgrade entspricht;

$\frac{l'_1}{l'}$ die (wirkliche) Füllung des Hochdruck-Cylinders, sodaß

$$\frac{l_1}{l} = \frac{l_1'}{l'} \frac{v}{V} = \frac{l_1'}{l'} \nu \quad \text{und} \quad \frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l} : \nu = \frac{l_1}{l} \frac{1}{\nu};$$

X die wirkliche Füllung des Expansions-Cylinders; dieselbe ist mit den Füllungen $\frac{l'_1}{l}$ und $\frac{l_1}{l}$ in keinem unmittelbaren Zusammenhange und es folgt hierüber ein besonderer Paragraph;

m' die relative Größe des schädl. Raumes des Hochdruck-Cylinders (bezogen auf v);

r die relative (auf V bezogene) Größe des Raumes zwischen dem Auslaß-Organ (Schieber oder Ventil) des Hochdruck-Cylinders und dem Einlaß-Organ des Expansions-Cylinders;

$R = rV$ die absolute Größe dieses Raumes;

m die relative Größe des eigentlichen schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders (bezogen auf V).

Bei den Woolfschen Maschinen älteren Systems — mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders ($X = 1$) — bilden r und m (absolut genommen rV und mV) zusammen den tatsächlich schädlichen Raum des Expansions-Cylinders, in welchem Gesamt-Raum $(r + m)\,V$ der aus dem Hochdruck-Cylinder ausströmende Dampf zunächst ohne Arbeits-Verrichtung expandiert, wodurch ein Spannungsabfall und dem entsprechender Arbeitsverlust herbeigeführt wird, welcher durch die gleichzeitige Abkühlung des übertretenden Dampfes etwa auf die doppelte Größe, und — wenn der Expansions-Cylinder kein besonderes Einlaß-Organ besitzt, somit auch der Raum rV vorher mit dem Condensator in Communication stand — noch bedeutend mehr anwächst, im Vergleiche mit dem aus der bloßen Dampfmischung sich ergebenden Abfall resp. Verlust.

Im Falle der Expansions-Cylinder ein besonderes Einlaß-Organ besitzt (also sogen. Doppelsteuerung vorhanden ist), was wir in der Folge stets voraussetzen wollen, kann der Raum r (resp. rV) sowohl als Raum (geometrisch), wie auch als Abkühler (calorisch) unschädlich gemacht werden. Ersteres geschieht durch die rechtzeitige Absperrung des Expansions-Cylinders, d. h. durch eine entsprechende Bemessung von X derart, daß der in dem Raume rV nach erfolgter Füllung des Expansions-Cylinders enthaltene Dampf bis nahe zu der Spannung des im Hochdruck-Cylinder expandierten Dampfes comprimiert wird; die hierzu verwendete Compressionswirkung bekommt man hinfort im Expansions-Cylinder als ein Plus an Expansionswirkung zurück, der durch die Abkühlung des übertretenden Dampfes in dem Raume rV bedingte Arbeitsverlust wird jedoch hierdurch nicht behoben.

Soll nun auch dieser Arbeitsverlust behoben, d. h. der Raum rV auch als Abkühler unschädlich gemacht werden, so muß man denselben so warm halten, daß der aus dem Hochdruck-Cylinder hineintretende Dampf keine Abkühlung erfahre; — man muß denselben von außen heizen. Zu diesem Zwecke (zugleich zum Zwecke minderer Schwankungen der Spannung und Temperatur hierin selbst, wohl auch behufs bequemerer Disposition der beiden Cylinder) wird der Raum rV entsprechend bemessen, häufig $= v$ bis V gemacht und sodann als „Receiver“ bezeichnet. Die Anordnung eines Receivers macht auch eine Kurbelverstellung der beiden Cylinder um 90° (oder dergl.) zulässig, wenn der Expansions-Cylinder auf die Füllung $X = \frac{v}{V}$ (beiläufig) eingerichtet

wird*). Die Zweicylinder-Maschine, bei welcher sodann der Receiver unerläßlich und selbstverständlich ist, nennen wir unter solchen Umständen insbesondere eine Compound-Maschine.

Bei diesem oder jenem Typus der „vollkommenen“ Zweicylinder-Maschine (Compound oder Woolf) ist, sobald nur die Füllung X des Expansions-Cylinders entsprechend eingerichtet wird, für den unvermeidlichen Spannungsabfall (oder vielmehr für den unvermeidlichen Arbeitsverlust) lediglich nur der schädliche Raum mV des Expansions-Cylinders (und zwar sowohl räumlich als auch calorisch) maßgebend; wird jedoch der Raum rV (Receiver-Raum) nicht geheizt, d. h. hat man es mit einer Zweicylinder-Maschine mit Doppelsteuerung, jedoch ohne (geheizten) Receiver zu tun, dann ist für jenen unvermeidlichen Arbeitsverlust auch noch dieser Raum rV, jedoch bloß in calorischer Beziehung maßgebend. Es ist zu bemerken, daß dieser als „unvermeidlich“ bezeichnete Arbeitsverlust selbst dann nicht vermieden wird, wenn man die Füllung X des Expansions-Cylinders auf eine wirkliche Zuspitzung des Spannungsdiagramms des Hochdruck-Cylinders (überflüssigerweise) einrichten würde; wohl kann aber jener Arbeitsverlust durch eine entsprechend hohe Compression des Vorderdampfes im Expansions-Cylinder auf ein geringeres Maß reduciert werden.

Wenn, wie erwähnt, hier lediglich die Zweicylinder-Maschinen mit rechtzeitiger Absperrung des Expansions-Cylinders (mit Doppelsteuerung) in Betracht gezogen und die „alten“ Woolfschen Maschinen (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders) weiterhin nicht beachtet werden, so haben wir zum Zwecke der Bestimmung der Dampfwirkung als Unterscheidungsmomente nur festzuhalten:

Erstens den kleineren oder größeren schädlichen Raum des Expansions-Cylinders,

Zweitens den Umstand, ob der Raum rV (Receiver) geheizt ist oder nicht; in jedem Falle ist außerdem

Drittens das Volumenverhältnis $v : V$ der beiden Cylinder für die Größe der Gesamt-Dampfwirkung selbstverständlich von Einfluß.

Von diesem Gesichtspunkte werden in dem Folgenden für die Bestimmung der Dampfwirkung (mit gehöriger Beachtung der schädlichen Räume und der Volumenverhältnisse) unterschieden:

a) Zweicylinder-Maschinen ohne (geheizten) Receiver,

b) Zweicylinder-Maschinen mit geheiztem Receiver.

Unter *a*) sind insbesondere die Woolfschen Maschinen mit Doppelsteuerung, jedoch ohne einen eigentlichen (geheizten) Receiver gemeint, welche man auch als „Correcte“ oder „Corrigierte Woolfsche Maschinen“ — nämlich durch rechtzeitige Absperrung des Expansions-Cylinders entgegen der vormaligen ganzen Füllung desselben, corrigiert — bezeichnen könnte. (Mit denselben können die eigentlichen Receiver-

*) Hierüber folgt im weiteren Paragraph das Nähere.

Die hiernach provisorisch bestimmten Werte von X müssen bei jeder Zweicylinder-Maschine (gleichgültig, ob die Kurbeln um 0° resp. 180° oder aber um 90° oder dergl. verstellt sind), wenn dieselbe in Gang gesetzt wurde, nach Maßgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme auf den unvermeidlichen Spannungsabfall corrigiert werden, zu welchem Zweck die Steuerung (scilic. das Einlaß-Organ) des Expansions-Cylinders auf eine entsprechende Änderung der Füllung und schließliche Fixierung derselben einzurichten ist.

Maschinen, wenn der Receiver nicht geheizt wird, der Dampfwirkung nach als annähernd übereinstimmend angenommen werden.) Siehe Diagramm Fig. 14.

Unter *b*) sind die eigentlichen Receiver-Maschinen, also die vollkommenen und heute modernen Zweicylinder-Maschinen einbegriffen, und zwar sowohl

α) die „Receiver-Woolf-Maschinen“ mit Kurbeln unter 0° oder 180°), als auch

β) die „Compound-Maschinen“ (mit Kurbeln unter 90° oder dergl.).

Die Diagramme dieser beiden Maschinengattungen, Fig. 15 (ad *α*) und Fig. 16 (ad *β*), sind zwar der Form nach von einander völlig verschieden (sowie es diese beiderlei Maschinen überhaupt sind), sie stimmen jedoch in bezug auf die Größe der Fläche, also bezüglich der Gesamtdampfwirkung (bei übrigens gleichen Umständen) mit einander überein, oder können wenigstens für die allgemeine Behandlung bezüglich der Dampfwirkung als mit einander übereinstimmend angesehen werden.

Die erwähnten Diagramme, Fig. 14, 15, 16, sind durchwegs für die gleichen Verhältnisse bezüglich der Spannung und Füllung und insbesondere für den gleichen schädlichen Raum ($m = 0{,}03$) des Expansions-Cylinders, Fig. 15 und 16 auch für das gleiche Volumenverhältnis der beiden Cylinder gezeichnet. Die eigentlichen Indicatorcurven sind (auch in den zugehörigen Fig. 11, 12, 13) durch continuierliche, die nach Rankine reducierten durch gestrichelte Linien bezeichnet; die jedesmalige ideale Fortsetzung der Expansions-Curve ist abwechselnd gestrichelt und punctiert.

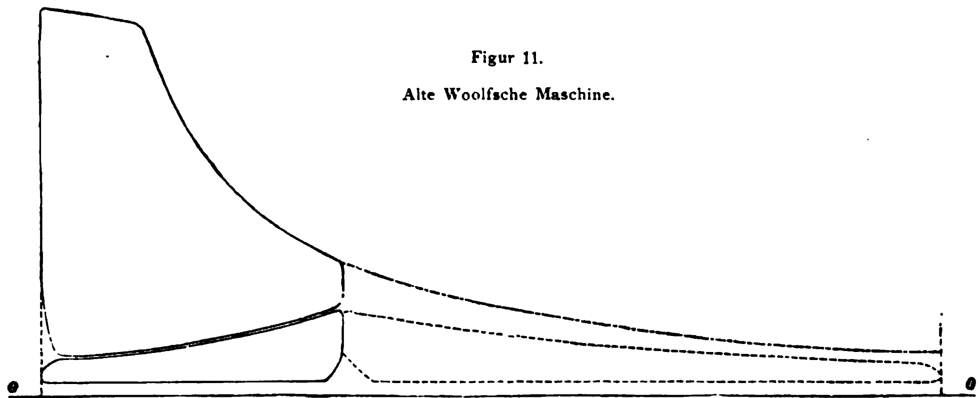
Von dem oben erwähnten Gesichtspunkte, daß nämlich der unvermeidliche Arbeitsverlust einer wohleingerichteten Zweicylinder-Maschine lediglich nur durch die Größe des eigentlichen schädlichen Raumes mV des Expansions-Cylinders (und nebenbei durch den Umstand, ob der Receiverraum geheizt ist oder nicht) bedingt ist, läßt sich die allgemeine Berechnung solcher Maschinen wesentlich vereinfachen oder vielmehr ermöglichen, indem man bedenkt, daß alsdann die Gesamtdampfwirkung einer solchen Maschine gerade so groß sein wird, als bei einer (idealen) Woolfschen Maschine alten Systems (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders), bei welcher der gesamte Cylinder-Zwischenraum eben nur die Größe mV besitzen würde und für den Spannungsabfall maßgebend wäre.

In Fig. 13 ist solch ein ideales Diagramm gezeichnet, welches mit den die eigentlichen Receiver-Maschinen betreffenden Diagrammen Fig. 15 und 16 die gleiche Fläche besitzt, also in bezug auf die Größe der summarischen Dampfwirkung äquivalent ist. In gleicher Weise ist das ideale Diagramm Fig. 12 der Gesamtdampfwirkung nach äquivalent mit jenem in Fig 14, welches eine Maschine ohne (geheizten) Receiver betrifft. Für eine solche ist der unvermeidliche Spannungsabfall (scil. Arbeitsverlust) doppelt so groß angenommen, als er sich bei geheiztem Receiver ergeben würde, d. h. es ist der schädliche Raum des Expansions-Cylinders für den Spannungsabfall (wegen der Abkühlung) doppelt so groß in Rechnung gebracht, als er wirklich ist.

Wenn es sich sonach um die Ermittlung der Gesamtdampfwirkung beider Cylinder und (vorderhand) nicht zugleich um die Verteilung derselben auf die beiden Cylinder handelt, so kann man für die Zweicylinder-Maschinen (aller drei Typen) ganz wohl die idealen der Gesamtdampfwirkung

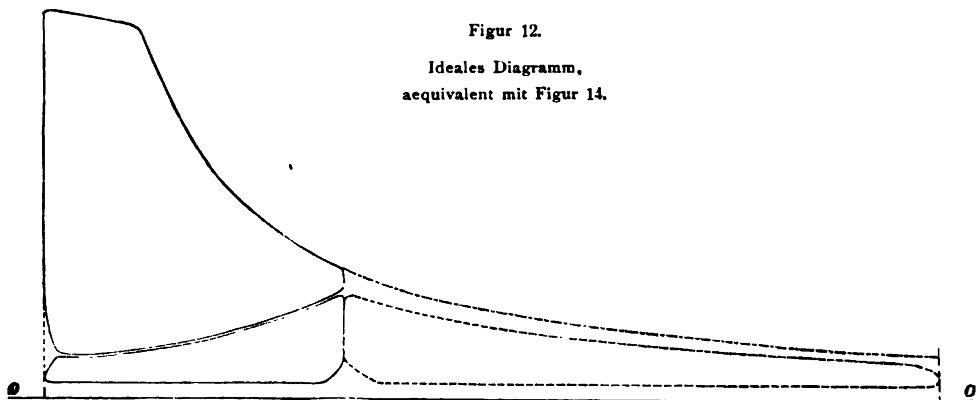
Diagramme für Zweicylinder-Maschinen mit einfacher Steuerung.

(1 Atm. = 1 cm.)



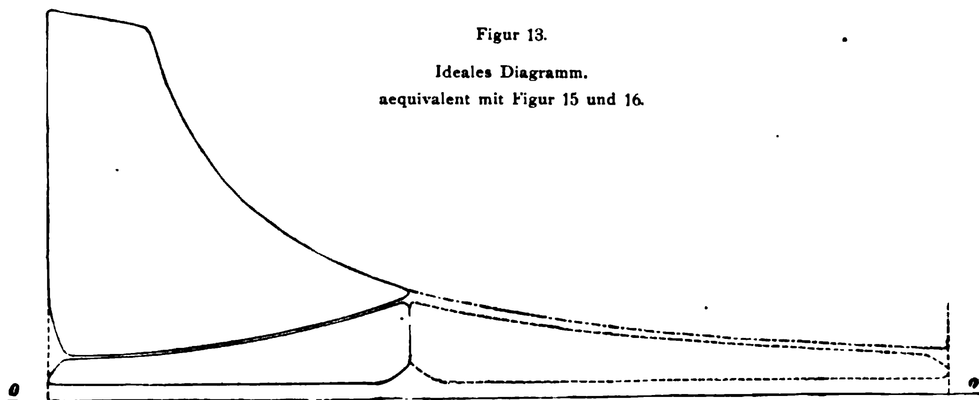
Figur 11.

Alte Woolfsche Maschine.



Figur 12.

Ideales Diagramm, aequivalent mit Figur 14.



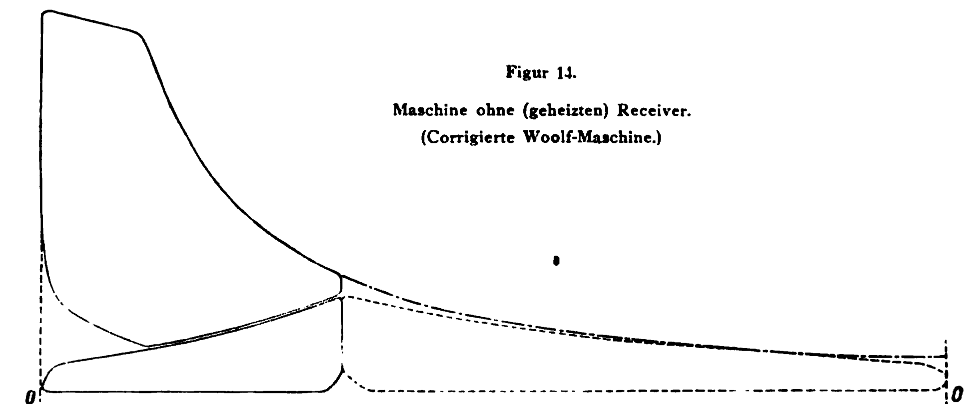
Figur 13.

Ideales Diagramm. aequivalent mit Figur 15 und 16.

Diagramme für Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung

(gezeichnet für $m = 0{,}08$).

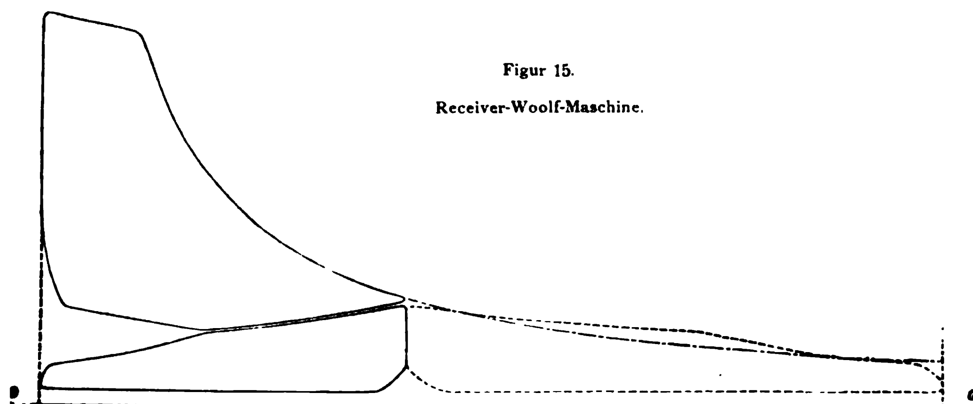
(1 Atm. = 1 cm.)



Figur 14.

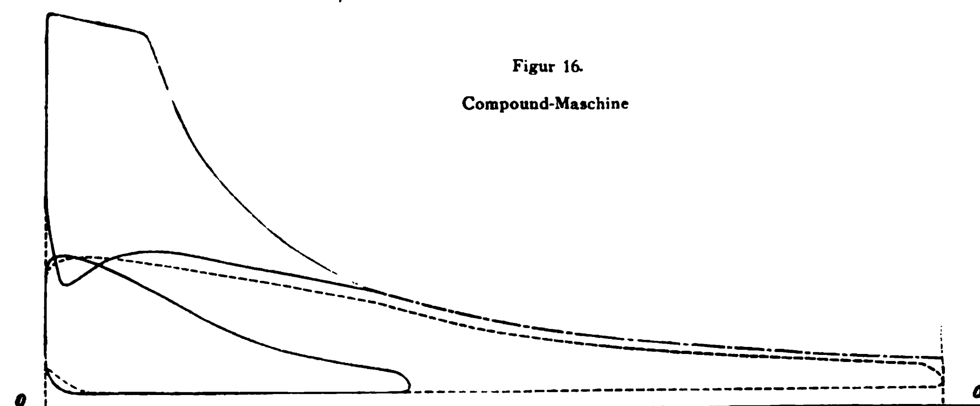
Maschine ohne (geheizten) Receiver.

(Corrigierte Woolf-Maschine.)



Figur 15.

Receiver-Woolf-Maschine.



Figur 16.

Compound-Maschine

nach äquivalenten Woolfschen Maschinen (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders) der Berechnung zugrunde legen. Auch ist dies gewiß der einfachste Weg, welcher eine allgemeine Lösung der Aufgabe und zwar mit hinreichender Genauigkeit ermöglicht.*)

Nebenbei ist in Fig. 11 das wirkliche (theoretische) Diagramm einer „alten Woolfschen Maschine" zum Vergleiche mit den idealen Diagrammen Fig. 12 und 13 gezeichnet. Sämtliche Diagramme sind selbstverständlich theoretisch, und zwar genau der nachfolgenden Berechnung entsprechend; nur sind die Diagramme der „Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung" Fig. 14, 15, 16 für ein sehr günstiges Verhältnis ($m = 0{,}03$) des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders construiert, während in den nachfolgenden Berechnungen auch ein ungünstigeres Verhältnis, $m = 0{,}06$, also ein doppelt so großer schädlicher Raum und außerdem noch ein solcher von mittlerer Größe in Betracht gezogen wird.

§ 35.
Bestimmung der indicierten Spannung bei den Zweicylinder-Maschinen.

Wenn nun die Berechnung der Gesamtdampfwirkung einer beliebigen Zweicylinder-Maschine auf eine solche einer idealen Woolfschen Maschine (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders) zu reducieren ist, so läßt sich — außer allem anderen auch ein bestimmtes Cylindervolumen-Verhältnis vorausgesetzt — die „reducierte" (auf den Expansions-Cylinder bezogene) indicierte Spannung p_i (gerade wie bei einer Eincylinder-Maschine die wirkliche indicierte Spannung) in der Form geben

$$p_i = fp - f'p' \quad . \quad . \quad . \; 62)$$

wobei, wie bisher, p die mittlere Admissions-Spannung (im Hochdruck-Cylinder), p' die mittlere Emissions-Spannung (im Expansions-Cylinder) bezeichnet.

Behufs Nachweises dieser Beziehung und Bestimmung der Spannungs-Coëfficienten f nebst f' bezeichne (in Ergänzung zu § 34 S. 86) hier noch vorübergehend:

p_m die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung und

p_u die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung im Hochdruck-Cylinder;

ζp_u die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung (siehe das Weitere) und

p_v die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung im Niederdruck-Cylinder;

$\mathfrak{A}$ die Größe des atmosphärischen Druckes (= 10000 Kgr. pro m²).

Durch den Coëfficienten ζ wird dem unvermeidlichen Spannungsverlust beim Überströmen des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Niederdruck-Cylinder zur Überwindung der Widerstände und vermöge der in dem schädlichen Raume des Niederdruck-Cylinders hierbei stattfindenden Abkühlung resp. partiellen Condensation Rechnung getragen; wenn dieser Verlust z. B. durchschnittlich mit 5% der jeweiligen Spannung p_u angenommen wird, so ist $\zeta = 0{,}95$ zu setzen; ζ ist somit als Spannungs-Verminderungsgrad zu bezeichnen.

Mit diesen Bezeichnungen ist die bei einem einfachen Hube an die beiden Dampfkolben abgegebene Gesamtdampfwirkung oder indicierte Wirkung:

$$W_i = \mathfrak{A}\, p_m\, O' l' - \mathfrak{A}\, p_u\, O' l' + \mathfrak{A}\, \zeta\, p_u\, O l - \mathfrak{A}\, p_v\, O l$$

*) An einer einzelnen, bestehenden oder bestehend gedachten, z. B. eben herzustellenden Zweicylinder-Maschine irgend eines Typus kann man sich allerdings in allerlei Ermittelungen, auch bezüglich der calorischen Vorgänge, einlassen und die betreffende Maschine ins Detail studieren; bei der allgemeinen Behandlung aller Maschinen aller Typen geht dies nicht an und ist dies auch nicht notwendig.

wegen $O' l' = \nu \, Ol$ ergibt sich:

$$W_i = \mathfrak{A} \, Ol \, [\nu \, p_m + (\zeta - \nu) \, p_u - p_v]$$

andererseits ist auch

$$W_i = \mathfrak{A} \, Ol \, p_i$$

wonach sich ergibt

$$p_i = \nu \, p_m + (\zeta - \nu) \, p_u - p_v \quad . \quad . \; 63)$$

Hierin kann, da im Hochdruck-Cylinder p_u als Emissionsspannung (sonst p') zu nehmen und die Füllung $= \frac{l_1'}{l'}$ ist, gemäß den Beziehungen ad 59) und ad 60) gesetzt werden:

$$p_m = f_m \, p + 0{,}02 \, p_u = p \left\{ \frac{l_1'}{l} + (1 - \vartheta) \left(\frac{l_1'}{l'} + m' \right) \text{logn.} \frac{0{,}96 + m'}{\frac{l_1'}{l'} + m'} + 0{,}02 \frac{l_1'}{l'} \right\} + 0{,}02 \, p_u$$

und für den Niederdruckcylinder

$$p_v = 1{,}04 \, p' + 0{,}01 \, p_u$$

Wegen $\frac{l_1'}{l'} = \frac{1}{\nu} \frac{l_1}{l}$ hat man auch:

$$\left. \begin{aligned} p_m &= \frac{1}{\nu} \, p \left\{ \frac{l_1}{l} + (1 - \vartheta) \left(\frac{l_1}{l} + \nu \, m' \right) \text{logn.} \frac{\nu \, (0{,}96 + m')}{\frac{l_1}{l} + \nu \, m'} + 0{,}02 \frac{l_1}{l} \right\} \\ &\qquad + 0{,}02 \, p_u \\ p_v &= 1{,}04 \, p' + 0{,}01 \, p_u \end{aligned} \right\} \quad . \quad . \; 64)$$

Behufs Ermittlung der Spannung p_u für 63) und 64) hat man zu beachten, daß sich die auf den Niederdruck-Kolben einer Zweicylinder-Maschine (einschließlich des obgedachten 5% Verlustes) abgegebene Hinterdampfwirkung $\mathfrak{A} \, p_u \, Ol$ aus zwei Wirkungen zusammensetzt, nämlich aus der Vorderdampfwirkung $\mathfrak{A} \, p_u \, O' l'$ des Hochdruck-Cylinders und aus der Expansionswirkung W_ϵ des im Hochdruck-Cylinder wirksam gewesenen Dampfes von dem Volumen des Hochdruck-Cylinders auf das Volumen des Niederdruck-Cylinders (einschließlich der beiderseitigen schädlichen Räume).

Man kann sich nämlich den Übertritt des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Niederdruck-Cylinder in zwei Perioden geteilt denken: in der ersten Periode mache der Hochdruckkolben bei constant gedachter Vorderdampfspannung p_u seinen vollen Hub, während der Niederdruckkolben dem constant gedachten Drucke weichend das gleiche Volumen $v = \nu \, V$ zurücklegt; in der zweiten Periode expandiert dieses Dampfvolumen $\nu \, V$ auf das ganze Cylindervolumen V des Niederdruck-Cylinders und der Expansionsgrad ist eben (von den schädlichen Räumen vorläufig abgesehen) $= \frac{1}{\nu} = \frac{V}{v}$.

Diesem gemäß hat man:

$$\mathfrak{A} \, p_u \, Ol = \mathfrak{A} \, p_u \, O' l' + W_\epsilon = \mathfrak{A} \, p_u \, \nu \, Ol + W_\epsilon$$

hieraus

$$p_u = \frac{W_\epsilon}{\mathfrak{A} \, Ol \, (1 - \nu)} \quad . \quad . \; 65)$$

Behufs Bestimmung der Expansionswirkung W_ϵ nach 19) S. 40 mittels

$$W_\epsilon = P_1 \, V_1 \, \text{logn.} \frac{V_2}{V_1}$$

ist zunächst das zur Expansion gelangende Dampfvolumen (Anfangsvolumen) mit Berücksichtigung der schädlichen Räume:

$$V_1 = O' l' (1 + m') + Ol\,m = Ol\,[(1 + m')\,\nu + m]$$

und das expandierte (End-) Volumen:

$$V_2 = O' l' m' + Ol\,(1 + m) = Ol\,(m'\nu + 1 + m)$$

hiermit ist der wahre Expansionsgrad (anstatt des vorläufigen $\frac{1}{\nu}$):

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{m'\nu + 1 + m}{(1 + m')\,\nu + m}$$

Für das nach dem Mariotteschen Gesetze constante Produkt $P_1\,V_1 = P_x\,V_x$ aus Spannung und Volumen des expandierenden Dampfes kennen wir die beiden Factoren P_x und V_x bei Beginn der Expansion im Hochdruck-Cylinder; es ist daselbst

$$P_x = \mathfrak{A}\,(1 - \vartheta)\,p$$

$$V_x = O' l' \left(\frac{l'_1}{l'} + m'\right) = Ol\left(\frac{l_1}{l} + m'\nu\right)$$

somit kann man annehmen:

$$P_1\,V_1 = P_x\,V_x = \mathfrak{A}\,(1 - \vartheta)\,p\,Ol\left(\frac{l_1}{l} + m'\nu\right)^{*})$$

Hiernach ergibt sich

$$W_e = P_1\,V_1 \text{ logn. } \frac{V_2}{V_1} = \mathfrak{A}\,(1 - \vartheta)\,p\,Ol\left(\frac{l_1}{l} + m'\nu\right) \text{ logn. } \frac{m'\nu + 1 + m}{(1 + m')\,\nu + m}$$

Gemäß 65) ist nunmehr die fragliche Spannung

$$p_u = \frac{1 - \vartheta}{1 - \nu}\,p\left(\frac{l_1}{l} + m'\nu\right) \text{ logn. } \frac{m'\nu + 1 + m}{(1 + m')\,\nu + m} \quad \ldots \quad 66)$$

Dieser Wert von p_u zugleich mit den Werten von p_m und p_v aus 64) in 63) eingesetzt, ergibt für die indicierte Spannung p_i einer Zweicylinder-Maschine den Ausdruck:

$$p_i = \left\{ \frac{l_1}{l} + (1 - \vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + \nu m'\right) \text{ logn. } \frac{\nu\,(0{,}96 + m')}{\frac{l_1}{l} + \nu m'} + 0{,}02\,\frac{l_1}{l} \right.$$

$$\left. + \frac{1 - \vartheta}{1 - \nu}\,(\zeta - 0{,}98\,\nu - 0{,}001)\left(\frac{l_1}{l} + m'\nu\right) \text{ logn. } \frac{m'\nu + 1 + m}{(1 + m')\,\nu + m} \right\} p - 1{,}04\,p'$$

das ist:

$$\left.\begin{aligned} & p_i = fp - f'p', \text{ wobei} \\ & f = 1{,}02\,\frac{l_1}{l} + (1 - \vartheta)\left(\frac{l_1}{l} + \nu m'\right) \text{ logn. } \frac{\nu\,(0{,}96 + m')}{\frac{l_1}{l} + \nu m'} \\ & + \frac{1 - \vartheta}{1 - \nu}\,(\zeta - 0{,}98\,\nu - 0{,}001)\left(\frac{l_1}{l} + \nu m'\right) \text{ logn. } \frac{m'\nu + 1 + m}{(1 + m')\,\nu + m} \\ & \text{und (ohne Compr.)} \qquad f' = 1{,}04. \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad 67)$$

---

*) Die Annahme $P_1\,V_1 = P_x\,V_x$ beruht auf der Voraussetzung, daß die in dem Hochdruck-Cylinder zur Expansion gelangende Dampfmenge fortan bis zum Beginn der Expansion aus dem Hochdruck- in den Niederdruck-Cylinder im gasförmigen Zustande verharre, welche Voraussetzung dadurch gerechtfertigt erscheint, daß wir ja in jedem Falle den Hochdruck-Cylinder und in der Regel auch den Niederdruck-Cylinder mit Dampf geheizt annehmen. Anders müßte eine Wert-Einbuße des Productes $P_1\,V_1$ (im Vergleiche mit $P_x\,V_x$) in Rechnung gebracht werden.

Die erste Zeile des Ausdruckes für f (und für p_i) entspricht im wesentlichen der Volldruck- und Expansionswirkung im Hochdruck-Cylinder, die zweite Zeile der Expansionswirkung in dem Niederdruck-Cylinder.

Hierin kann man für mäßige (oder lieber ganz mangelnde) Droßlung $1 - \vartheta = 0{,}95$ annehmen; ferner kann, wenn der Receiver geheizt ist, der obgedachte Spannungsverlust (in Verbindung mit der zugehörigen Condensation in dem schädlichen Raume des Niederdruck-Cylinders) auf nur etwa 2 % der Übertrittsspannung p_m angeschlagen, also der Coëfficient $\zeta = 0{,}98$ angenommen werden.

Setzt man außerdem die procentuellen Beträge m und m' mit ihrer wirklichen Größe ein, so erhält man die Werte von f in Abhängigkeit von der reducierten Füllung $\frac{l_1}{l}$ und von dem Cylindervolumen-Verhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$, und zwar diejenigen Werte, welche in Voraussetzung der Heizung beider Cylinder und auch des Receivers mit Kesseldampf als gültig anzunehmen wären, wobei indes zu bemerken ist, daß bei exakten Maschinen mit durchgreifender Heizung die Expansions-Curve sogar über die Mariottesche Linie sich erheben kann, wodurch der obige Spannungsverlust mehr oder weniger paralysiert wird und somit der Coëfficient ζ möglicherweise der Einheit ganz nahe zu bringen ist.

Bemerkung. In den betreffenden Ansätzen der Theoretischen Tabelle G. S. 14 für Maschinen mit (geheiztem) Receiver wurden zunächst zwei äußerste Werte $m = 0{,}03$ und $0{,}06$ des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders (um den Einfluß dieses Raumes ersichtlich zu machen) in Betracht gezogen und sodann (in dem Tabellchen „Zur Theoretischen Tabelle G") die für mittelgroße schädliche Räume (etwa 4 % bei den beiden Cylindern) als gültig angenommenen Werte von f angesetzt; in den untersten zwei Zeilen dieses Tabellchens sind diejenigen Admissions-Spannungen notiert, für welche (zu den betreffenden Volumenverhältnissen $\frac{v}{V}$ gehörig) späterhin (bei Ausmittlung der indicierten Spannungen und des Dampfverbrauches) die obenanstehenden Werte von f in Anwendung gebracht wurden.

Die Voraussetzung des Dampfhemdes an jedem der beiden Cylinder entspricht der in dem Vorhergehenden angenommenen Gültigkeit des Mariotteschen Gesetzes für die Expansion nicht bloß im Hochdruck-Cylinder, sondern auch für die Expansion aus diesem in den Niederdruck-Cylinder; die Voraussetzung einer ausgiebigen Heizung des Receivers entspricht aber dem Umstande, daß in dem obigen Ausdrucke für f einer Abkühlung des übertretenden Dampfes in dem Receiver selbst keine Rechnung getragen wurde.

Soll nun der Ausdruck für f einerseits für etwa mangelndes Dampfhemd am Niederdruck-Cylinder (am Hochdruck-Cylinder einer Zweicylinder-Maschine halten wir das Dampfhemd aus später noch zu betonendem Grunde für unerläßlich), andererseits für mangelnde Receiverheizung modificiert werden, so müßte erstlich in Anbetracht des mangelnden Dampfhemdes am Niederdruck-Cylinder für die Expansion des Dampfes in diesem Cylinder anstatt des Mariotteschen Gesetzes vielmehr das Gesetz (S. 36)

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^k \text{ resp. } PV^k = \text{Const.}$$

mit $k > 1$ (etwa $k = 1{,}2$) in Anwendung kommen, d. h. es müßte in dem betreffenden (letzten) Gliede des Ausdruckes für f die Größe

$$\frac{1}{k-1}\left\{\left(\frac{m'\nu + 1 + m}{(1+m')\,\nu + m}\right)^{k-1} - 1\right\} \text{ anstatt logn.} \frac{m'\nu + 1 + m}{(1+m')\,\nu + m}$$

gesetzt werden; aus der zweiten Rücksicht — die mangelnde Heizung des Receivers betreffend — muß aber der diesfalls unvermeidlichen Abkühlung des Dampfes in dem Receiver (Übertrittsrohr) Rechnung getragen werden; dies wird naturgemäß durch die rechnungsmäßige Annahme eines größeren Spannungsverlustes bei dem Dampfübertritte, d. h. durch eine entsprechend kleinere Bewertung des Coëfficienten ζ (als Spannungs-Verminderungsgrades) geschehen, indem man etwa $\zeta = 0{,}93$ (anstatt $\zeta = 0{,}98$ mit Heizung) nimmt, also jenen Spannungsverlust auf 7 % (anstatt nur 2 %) von p_u anschlägt*).

Um aber bei dem obigen Ausdrucke (67) für f auch bei mangelndem Dampfhemde des Niederdruck-Cylinders verbleiben und die eben angeführte Substitution (nach dem Gesetze $PV^k = \text{Const.}$) vermeiden zu dürfen, wird man sich dadurch behelfen können, daß man den schädlichen Raum des Niederdruck-Cylinders um so viel größer (etwa doppelt so groß), als er wirklich ist, in Rechnung nimmt, daß die arbeitslose Expansion in diesen größeren schädlichen Raum der Einbuße an Expansionswirkung in dem ungeheizten Niederdruck-Cylinder gegenüber jener in dem geheizten Cylinder beiläufig das Gleichgewicht hält.

In der Theoretischen Tabelle G. S. 14 sind für mangelnde Heizung des Receivers die Werte von f in einer ähnlichen Weise angesetzt, wie dies für „ausgiebig geheizten Receiver" oben angegeben worden ist. Wie bereits früher und in der Tabelle selbst bemerkt ist, wurden für die spätere Anwendung (zur Ermittlung der indicierten Spannungen etc.) nur die Ansätze des unteren Tabellchens (für mittelgroße schädliche Räume, etwa 4 %) in Betracht gezogen. Von diesen beiderlei Ansätzen (für ausgiebige und mangelnde Heizung des Receivers) werden sodann die Mittelwerte für bloß äußerlich (dampfhemdartig) geheizten Receiver (im Gegensatze zu der ausgiebigen Heizung durch ein Röhrensystem) in Gebrauch genommen ohne Rücksicht darauf, ob außer dem (jedenfalls zu heizenden) Hochdruck-Cylinder auch der Niederdruck-Cylinder ein Dampfhemd besitzt oder nicht.

Note. Es ist selbstverständlich, daß die Unterscheidungen der verschiedenen Modalitäten der Heizung bei der Berechnung mehr oder weniger nur akademischer Natur sind, und daß es für die Anwendung auch hingereicht hätte, von den Durchschnittswerten von f (zwischen ausgiebiger und mangelnder Heizung) Gebrauch zu machen. Bei den weiter zu behandelnden Dreicylinder-Maschinen ist dies (wegen der daselbst möglichen gar zu zahlreichen Modalitäten) vorwiegend auch wirklich geschehen; bei den Zweicylinder-Maschinen wurde jedoch (schon infolge der diesbezüglichen Einrichtung der ersten Auflage dieses Buches, und weil hier der Modalitäten doch nur weniger sind) die genannte Unterscheidung der drei Modalitäten (ausgiebige, bloß äußerliche und ganz mangelnde Heizung des Receivers) bis zur Bestimmung der indicierten Spannungen und des Dampfverbrauches durchgeführt. Dies kann beim Gebrauche des Buches zum mindesten nicht schaden.

Das im vorhergehenden über die Bestimmung der indicierten Spannung p_i für Zweicylinder-Maschinen Entwickelte gilt im ganzen für Maschinen ohne (ansehnliche) Compression: für Maschinen mit (namhafter) Compression (welche in beiden Cylindern bis nahe zu der betreffenden Gegendampfspannung selbst bei Condensator-Maschinen hier verhältnismäßig leicht angeht und stets zur

*) Man beachte, daß bei der Berechnung der Dampfwirkung in der obigen Weise die Größe des Receiverraumes ganz außer Spiel ist, nur seine kühlende Wirkung (falls er nicht geheizt ist) wird hier in Betracht gezogen. Ist er aber geheizt, so reicht er den Dampf dem Niederdruck-Cylinder (mindestens) in demselben Wärme- und Spannungszustande, in welchem er denselben von dem Hochdruck-Cylinder erhalten hat.

Anwendung kommen sollte) bleibt der jeweilige Wert des Coëfficienten f aufrecht, und ändert sich bloß (entsprechend höhere Werte als $1{,}04$ annehmend) der Coëfficient f' von p'.

Die betreffenden Angaben über Compression folgen bei der numerischen Bestimmung der indicierten Spannung.

Hier ist nur noch zu bemerken, daß namentlich in dem Hochdruck-Cylinder einer Zweicylinder-Maschine unter allen Umständen bis möglichst nahe zu der Admissions-Spannung comprimiert werden soll, was eben insofern stets leicht tunlich ist, indem der zu comprimierende Dampf eine ansehnliche und zwar nahezu diejenige Spannung besitzt, bis zu welcher der Admissionsdampf in diesem Cylinder expandiert hat: demgemäß erhält man die verwendete Compressionswirkung als Expansionswirkung immer wieder (nahe) ganz zurück.

§ 36.

Bedingungen für die Vermeidung des Spannungsabfalles bei den Zweicylinder-Maschinen.*)

Die Bedingung, daß bei einer Zweicylinder-Maschine der Spannungsabfall und hiermit ein Arbeitsverlust bei dem Dampfübertritte vermieden wird, ergibt sich aus der folgenden allgemeinen Betrachtung, wobei bezeichnen soll:

$\nu = \frac{v}{V}$ das Cylinder-Volumenverhältnis ($\nu < 1$);

r das Verhältnis des Receivervolumens zu dem Volumen V des Niederdruck-Cylinders;

X den zurückgelegten Weg des Niederdruckkolbens und

x jenen des Hochdruckkolbens im Momente der Absperrung des Dampfes im Niederdruck-Cylinder, beide gemessen von denjenigen toten Lagen, von welchen die jeweilige Kolbenbewegung beginnt, so daß für den Hub $= 1$ die Größe X die Füllung des Niederdruck-Cylinders bedeutet;

w den Kurbelverstellungswinkel.

Ferner sei

p_1 die Endspannung des im Hochdruck-Cylinder expandierten Dampfes;

p_2 die Spannung im Receiver und in den Cylinderräumen vor dem Hochdruck- und hinter dem Niederdruckkolben im Momente der Absperrung des Eintrittskanals des Niederdruck-Cylinders.

Wenn bei dem Übertritte des Dampfes aus dem Hochdruck-Cylinder in den Receiver und aus diesem in den Niederdruck-Cylinder keine Spannungsverluste stattfinden, so gilt bei Vernachlässigung der schädlichen Räume allgemein die Beziehung

$$p_2 X = p_1 \nu \quad . \quad . \quad . \quad \text{I)}$$

*) Dieser und die folgenden §§ 37, 38 sind größtenteils den nachbenannten drei Abhandlungen von Prof. A. Káš entnommen:

1. „Untersuchungen und Angaben über Zweicylinder-Maschinen" (Berg- und Hüttenmännisches Jahrbuch der k. k. Bergakademien, Bd. 28. 1880);
2. „Untersuchungen und Angaben über Compound-Maschinen mit hohem Dampfdruck." (Österr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen. Jahrg. 36. 1888);
3. „Beziehungen zwischen der Kolbengeschwindigkeit und dem Volumenverhältnisse der Dampfcylinder bei Dampfmaschinen mit mehrmaliger Expansion." (Österr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, Jahrg. 38. 1890).

Um hieraus X bestimmen zu können, muß p_2 durch p_1 ausgedrückt werden.

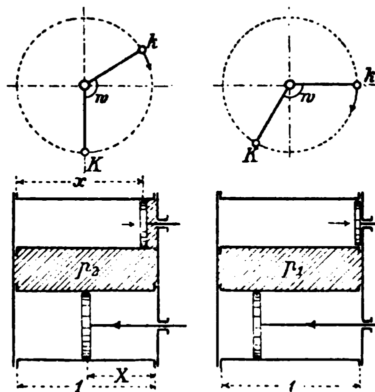
Soll die Füllung des Niederdruck-Cylinders vor dem Hubwechsel des Hochdruckkolbens beendet sein (d. h. Nachfüllung vermieden werden), so ist erforderlich, daß

$$\nu < {}^1/_2\,(1 \mp \cos w);$$

von dem Doppelzeichen gilt das obere, wenn die Kurbel des Niederdruck-Cylinders jener des Hochdruck-Cylinders um den Winkel w vorangeht, das untere hingegen, wenn das Umgekehrte der Fall ist. Diesfalls ergibt sich p_2 aus der Continuitäts-Beziehung

$$p_2\,[r + (1 - x)\,\nu] = p_1\,r \quad . \; . \; . \quad \text{ad Fig. 17)}$$

in welcher die in der Doppel-Figur 17 durch Schraffierung gekennzeichneten



Figur 17.

Volumen in Betracht kommen. Und zwar ist:

$$p_2 = \frac{p_1\,r}{r + (1 - x)\,\nu}$$

Nach Einsetzung dieses Wertes in Gl. I erhält man:

$$X = \frac{\nu\,r + (1 - x)\,\nu^2}{r} \quad . \; . \; . \quad \text{II)}$$

Wenn hingegen bei der obigen Deutung des Doppelzeichens $\mp$

$$\nu > {}^1/_2\,(1 \mp \cos w)$$

so wird die Füllung des Niederdruck-Cylinders erst nach dem Hubwechsel des Hochdruckkolbens beendet (der Niederdruck-Cylinder wird während des Rückganges des Hochdruckkolbens nachgefüllt) und es lautet dann in Anbetracht der Doppelfigur 18 die betreffende Continuitäts-Beziehung:

$$p_2\,[X + r + (1 - x)\,\nu] = p_1\,[{}^1/_2\,(1 \mp \cos w) + r + \nu] \quad . \; . \; . \quad \text{ad Fig. 18);}$$

hiermit ergibt sich aus Gl. I

$$X = \frac{\nu\,r + (1 - x)\,\nu^2}{{}^1/_2\,(1 \mp \cos w) + r} \quad . \; . \; . \quad \text{III)}$$

Da die Füllung X des Niederdruck-Cylinders nach Obigem nur von den räumlichen Verhältnissen und von dem Kurbelverstellungswinkel, keineswegs aber von den Dampfspannungen abhängt, so gelten die Ausdrücke II) und III) in gleicher Weise bei Auspuff- und bei Condensator-Maschinen.

Für

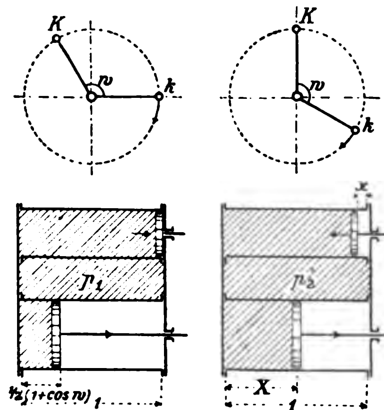
$$r = \infty$$

wobei die Spannung innerhalb des Receivers fortwährend constant und der Spannung p_1 gleich bleibt, liefert sowohl II, als auch III den Wert

$$X = \nu$$

d. h. bei einem sehr großen Receiverraum (theoretisch: bei unendlich großem Receiver) ist für die Vermeidung des Spannungsabfalles die Füllung des Niederdruck-Cylinders, mag der Kurbelverstellungswinkel welcher immer sein, gleich dem Volumenverhältnis der beiden Cylinder.

Denselben Wert wird die Füllung des Niederdruck-Cylinders auch bei einem jeden, wie immer räumlich beschränkten Receiver erhalten, wenn der



Figur 18.

Kurbelverstellungswinkel w dem jeweiligen Cylinder-Volumenverhältnisse so angepaßt wird, daß

$$p_2 = p_1$$

Das wird dann eintreffen, wenn gemäß Gl. ad Figur 17

$$x = 1$$

oder wenn gemäß Gl. ad Figur 18

$$x = 0$$

Es muß daher die Absperrung des Niederdruck-Cylinders in dem Momente stattfinden, in welchem der Hochdruckkolben in seiner äußersten Lage sich befindet, welche Bedingung fordert, daß

$$X = {}^1/_2\,(1 \mp \cos w)$$

Sowohl Gl. II als auch Gl. III liefert dann mit dem bezüglichen Werte von x die Füllung des Niederdruck-Cylinders

$$X = \nu$$

Durch diese Betrachtung wird man auf eine besondere Gruppe von Zweicylinder-Maschinen geführt, welche (vermöge der Bedingung $p_2 = p_1$) durch die Doppelgleichung

$$X = \nu = {}^1/_2\,(1 \mp \cos w)$$

charakterisiert sind, bei welchen also der Kurbelverstellungswinkel durch das Volumenverhältnis der beiden Cylinder bedingt ist. Von dem Doppelzeichen $\mp$ gilt das obere, wenn die Kurbel des Expansions-Cylinders jener des Hochdruck-Cylinders um den Winkel w vorgeht, das untere hingegen, wenn das Umgekehrte der Fall ist; andererseits gilt das obere Zeichen für den Vorwärtsgang der Maschine, wenn das untere für den Rückwärtsgang als gültig angenommen wird. Die Größe des Receivervolumens (r) fällt hier aus der Rechnung.

Hiermit ergibt sich folgende Zusammenstellung für Compound-Maschinen im weiteren resp. im theoretischen Sinne:

Wenn angenommen wird:	so ist bei voreilender Kurbel	
	des Expansions-Cylinders, resp. für Vorwärtsgang $\cos w = 1 - 2X$ und	des Hochdruck-Cylinders, resp. für Rückwärtsgang $\cos w = 2X - 1$ und
$X = \frac{v}{V} = 0{,}75$	$w = 120^\circ$	$w = 60^\circ$
$= 0{,}70$	$= 113^\circ 35'$	$= 66^\circ 25'$
$= 0{,}60$	$= 101^\circ 32'$	$= 78^\circ 28'$
$= 0{,}50$	**$= 90^\circ$**	**$= 90^\circ$**
$= 0{,}40$	$= 78^\circ 28'$	$= 101^\circ 32'$
$= 0{,}30$	$= 66^\circ 25'$	$= 113^\circ 35'$
$= 0{,}25$	$= 60^\circ$	$= 120^\circ$

Hiernach ist bei den Zweicylinder-Maschinen dieser Gruppe durch das Cylinder-Volumenverhältnis $\frac{v}{V}$ einerseits die Füllung X des Expansions-Cylinders, andererseits aber auch gleichzeitig der Kurbelverstellungswinkel bedungen, weshalb die Compound-Maschine im weiteren Sinne auch als „Zweicylinder-Maschine mit bedungenem Kurbelverstellungswinkel" gekennzeichnet ist.

Hierunter erscheint (in Fettdruck) auch die übliche Compound-Maschine mit Kurbeln unter 90°, jedoch an ein bestimmtes Volumenverhältnis $\frac{v}{V} = 0{,}5$ gebunden, welchem eine Füllung des Expansions-Cylinders von gleicher Größe ($X = 0{,}5$) entspricht; es ist die Compound-Maschine par excellence, welche ohne weiteres auch zum Reversieren geeignet ist.

In der Anwendung wird der Kurbelverstellungswinkel $w = 90^\circ$ jedem anderen vorgezogen und bei beliebiger Größe des Cylinder-Volumenverhältnisses zur Ausführung gebracht.

Hierdurch ergibt sich (mindestens theoretisch) eine weitere Gruppe der Zweicylinder-Maschinen, welche die „Compound-Maschinen der Anwendung" in sich begreift; diese Gruppe ist theoretisch neben der obigen Hauptbedingung:

$$X = \frac{\nu\, r + (1 - x)\, \nu^2}{r}$$

durch die specielle (leicht deducierbare) Beziehung

$$x = 0{,}5 + \sqrt{X(1 - X)} \qquad \text{IV)}$$

charakterisiert, wobei vorausgesetzt wird, daß das Volumenverhältnis $\nu < 0{,}5$ (der wirklichen Anwendung entsprechend) sich gestaltet.

Von der vorherigen Gruppe (Maschinen mit bedungenem Kurbelverstellungswinkel) ist die gegenwärtige (mit Kurbeln unter 90°) in betreff ihrer Einrichtung namentlich dadurch verschieden, daß für die Füllung X des Expansions-Cylinders nunmehr auch die Größe des Receiver-Volumens (r) maßgebend ist. Inwieweit sich dieser Einfluß äußert, ersieht man am besten, wenn man die obigen charakterisierenden Beziehungen für zwei Werte von r specialisiert, zwischen welchen man sich in der Anwendung meist bewegt.

Wir nehmen einmal:

$r = \nu = \frac{v}{V}$; d. h. das Receiver-Volumen gleich dem Volumen des Hochdruckcylinders; das andere Mal nehmen wir:

$r = 1$; d. h. das Receiver-Volumen gleich dem Volumen des Expansionscylinders.

Hierdurch ergibt sich gemäß den Beziehungen IV numerisch:

	für $\nu = \frac{v}{V} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25
wenn $r = \nu$;	$X =$	0,5	0,404	0,342	0,311	0,265
wenn $r = 1$;	$X =$	0,5	0,402	0,336	0,304	0,254

Wenn man bedenkt, daß bei den Zweicylinder-Compound-Maschinen die beiden letzten Werte ($0{,}3$ und $0{,}25$) des Volumenverhältnisses meistens schon unstatthaft sind (wovon später) und daß andererseits bei diesen Maschinen auch aus anderweitigen Rücksichten das Receivervolumen in der Regel nicht bedeutend kleiner als das Volumen des Expansions-Cylinders gemacht wird, so ersieht man bei dem Vergleiche der dritten mit der ersten Zeile dieser Zusammenstellung, daß das Gesetz: $X = \frac{v}{V}$, d. h. „Füllung des Expansionscylinders gleich dem Cylinder-Volumenverhältnisse" mit vollkommen hinreichender Annäherung auch bei den „Compound-Maschinen der Anwendung" (mit Kurbeln unter 90° bei beliebigem Volumenverhältnisse) Geltung habe*) und dies umsomehr, da die Füllung X schließlich an der in Gang gesetzten Maschine nach Maßgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren, d. h. zu corrigieren ist.

Es erübrigt für die Specialisierung der Bedingungs-Gleichung II ($X = \nu + \frac{(1-x)\,\nu^2}{r}$, nur noch diejenige Gruppe der Zweicylinder-Maschinen, bei welchen der Kurbelverstellungswinkel $w = 0$ oder 180°, also — da hier lediglich Maschinen ohne (namhaften) Spannungsabfall in Betracht kommen — die Gruppe der Woolfschen Maschinen mit Doppelsteuerung (Corrigierte Woolf-Maschinen) nebst den Receiver-Woolf-Maschinen. Ihre Charakteristik ist

$$x = X$$

wodurch obige Hauptbedingung in die folgende übergeht:

$$X = \frac{\nu\,(\nu + r)}{\nu^2 + r} \quad . \quad . \quad . \quad \text{V)}$$

*) Ich finde mich veranlaßt, hier zu constatieren, daß ich diesen Grundsatz bereits vor dem Jahre 1877 kannte und denselben in meinem Buche „Die Dampfmaschinenberechnung", 3. Auflage (Prag bei H. Mercy anfangs 1877 erschienen, 1876 gedruckt) S. 80 ausgesprochen habe, weshalb ich die Priorität hierfür gegenüber denjenigen für mich in Anspruch nehme, welche in Fachkreisen die Zumutung aussprachen, als hätte ich diesen Grundsatz aus einer Schrift entlehnt, welche um mehrere Jahre später erschien, als die genannte 3. Auflage meiner Dampfmaschinenberechnung. Auch Prof. A. Káš hat diesen Grundsatz selbständig entwickelt. Hrabák.

Die Füllung X des Expansions-Cylinders erscheint hier sowohl von dem Volumenverhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$ als auch von dem relativen (auf das Volumen des Expansions-Cylinders bezogenen) Receiver-Volumen r abhängig, und zwar mit diesen beiden Größen stark veränderlich, wie die folgende Zusammenstellung der Werte von X beweiset.

Vorläufige Werte der Füllung X des Expansions-Cylinders bei den Zweicylinder-Maschinen mit Kurbeln unter 0° oder 180°.

(Ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume.)

Relatives Receiv.-Vol. } $r =$	0,06	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1
$\nu = \frac{v}{V} = 0{,}5$; $X =$	0,90	0,86	0,81	0,78	0,73	0,69	0,65	0,62	0,60
0,4	0,84	0,77	0,71	0,67	0,61	0,57	0,53	0,50	0,48
0,333	0,77	0,68	0,62	0,57	0,51	0,48	0,44	0,41	0,40
0,3	0,72	0,63	0,56	0,52	0,46	0,43	0,39	0.37	0,36
0,25	0,64	0,54	0,47	0,43	0,38	0,35	0,32	0,30	0,29

Bei den vorangehenden Betrachtungen wurden, um deren Allgemeinheit zu ermöglichen, die schädlichen Räume der beiden Cylinder nicht berücksichtigt. Nachfolgends soll der Einfluß dieser schädlichen Räume auf die Füllung X des Expansions-Cylinders behufs Vermeidung des Spannungsabfalles klargestellt werden, wobei jedoch lediglich die Resultate der betreffenden Kašschen Betrachtung angeführt werden.

Es bezeichne m die relative (auf das Cylindervolumen bezogene) Größe des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders und m' ebenso die relative Größe des schädlichen Raumes des Hochdruck-Cylinders.

Für die erste Gruppe der Zweicylinder-Maschinen nach der vorangehenden Classification, nämlich für die Compound-Maschinen im weiteren resp. theoretischen Sinne (mit bedungenem Kurbelverstellungswinkel) resultiert mit einer ganz unbedeutenden Vernachlässigung der Ausdruck

$$X = \frac{v}{V}(1 + m') - m$$

(anstatt des einfachen Ausdruckes $X = \frac{v}{V}$ bei Nichtbeachtung der schädlichen Räume).

	Dies gibt für $\frac{v}{V} = 0{,}5$	0,4	0,333	0,3
1) wenn $m = m' = 0{,}03$;	$X = 0{,}485$	0,382	0,313	0,279
2) „ $m = m' = 0{,}06$;	$X = 0{,}47$	0,36	0,29	0,26

Bei der zweiten Gruppe der Zweicylinder-Maschinen, nämlich bei den Compound-Maschinen der Anwendung (mit Kurbeln unter 90°) erfährt nach dem Vorangehenden der Wert von X im Vergleiche mit $\frac{v}{V}$ eine kleine Erhöhung, mit Berücksichtigung der schädlichen Räume aber (analog der ersten

Gruppe) eine kleine Verminderung; man kann demnach, ohne eine weitere numerische Untersuchung, die Regel: X nahe $= \frac{v}{V}$ umsomehr aufrecht erhalten, da die Füllung X ohnehin erst an der in Gang gesetzten Maschine definitiv zu adjustieren ist.

Für die dritte Gruppe der Zweicylinder-Maschinen, nämlich für jene mit gleichsinniger oder aber entgegengesetzter Kolbenbewegung (Corrigierte Woolfsche, dann Receiver-Woolf-Maschinen, gelangt Káš unter der vereinfachenden Annahme $m' = m$ zu der Formel:

$$X = \frac{(1+m)\nu^2 + \nu r - m(r + \nu m) + \left\{(1+m)\nu + r\right\} m \frac{p}{p_r}}{\nu^2 + r + \nu m\left(1 + \frac{p'}{p_r}\right)}$$

worin p' die Emissionsspannung, p_r die anfängliche Spannung, mit welcher der Dampf (aus dem Receiver) in den Expansions-Cylinder eintritt, bezeichnet.

Mit den speciellen Werten:

$$\frac{p'}{p_r} = 0{,}12 \text{ und } m = m' = 0{,}03$$

folgt einfacher:

$$X = \frac{1{,}03\,\nu^2 + \nu r - 0{,}0261\, r + 0{,}0028\,\nu}{\nu^2 + r + 0{,}0336\,\nu}$$

Hiernach ergibt sich folgende Zusammenstellung der

Werte von X für Maschinen mit Kurbeln unter 0° oder 180°

(mit Berücksichtigung der schädlichen Räume von 3 %).

Relatives Receiv.-Vol. $r =$	0,06	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
$\nu = \frac{v}{V} = 0{,}5$; $X =$	0,88	0,84	0,79	0,76	0,71	0,67	0,63	0,60	0,58
$= 0{,}4$; $X =$	0,81	0,74	0,69	0,65	0,59	0,55	0,50	0,48	0,46
$= 0{,}333$; $X =$	0,73	0,66	0,59	0,55	0,49	0,46	0,42	0,39	0,38
$= 0{,}3$; $X =$	0,69	0,60	0,54	0,49	0,44	0,41	0,37	0,35	0,33
$= 0{,}25$; $X =$	0,60	0,51	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,28	0,27

Vergleicht man diese Werte von X mit der vorhin S. 102 angesetzten analogen Zusammenstellung der vorläufigen Werte von X (ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume), so bemerkt man keine sehr erhebliche Differenz. Indessen haben auch noch anderweitige Elemente (die Art der Dampfverteilung mit Rücksicht auf den Compressionsgrad, die endliche Länge der Schubstange, der Umstand, ob der Receiverraum geheizt ist oder nicht, hauptsächlich aber die Abweichung des wirklichen Expansions- und Compressionsgesetzes von dem hier als gültig angenommenen Mariotteschen Gesetze), welche hier unmöglich Berücksichtigung finden konnten, einen Einfluß auf die Größe X. Darum eben können diese und welche immer sonstige Angaben über diese Größe von vorneher nur als provisorisch und annähernd angesehen werden, weshalb denn die definitive Feststellung von X immer erst an der in Gang gesetzten Maschine mit Hilfe des Indicators geschehen kann. Als vorläufige Anhaltspunkte werden aber die obigen Angaben jedenfalls genügen.

1. Note. Bei namhafter Compression des Vorderdampfes im Hochdruck-Cylinder resultieren für die Füllung des Niederdruck-Cylinders um etwas kleinere Werte, als

sie in dem Vorangehenden bei Außerachtlassung der schädlichen Räume angegeben sind, weil das zur Compression in dem Hochdruck-Cylinder gelangende Dampfvolumen in den Niederdruck-Cylinder nicht eintritt. Man erhält z. B. für Receiver-Woolf-Maschinen, wenn in den beiden Cylindern der Vorderdampf bis auf die Anfangsspannung comprimiert wird, die entsprechende Füllung des Niederdruck-Cylinders

$$X = \frac{A\nu(1-\mathfrak{x})}{\nu A + (1-\nu)\left[\nu(\mathfrak{x}+m') + r\right]}$$

wobei

$$A = r + \nu(1+m') + m$$

$$\text{und } \mathfrak{x} = 1 - \frac{l'_2}{l'} = m'\left(\frac{p}{p_1} - 1\right)$$

Für $m = o$ und $m' = o$ geht dieser Ausdruck von X naturgemäß in den Ausdruck V, S. 101 über.

2. Note. Bei Nichtberücksichtigung der schädlichen Räume ist die Füllung X des Niederdruckcylinders nur von der verhältnismäßigen Größe des Hochdruck-Cylinders und des Receivers abhängig, so daß die in dem Vorhergehenden angeführten Angaben über X sowohl für die Zweicylinder-Condensator-Maschinen, als auch für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen als Anhaltspunkte benützt werden können.

§ 37.

Ueber das Verhältnis der Cylinder-Volumina bei den Zweicylinder-Maschinen.

Nach geschehener rechnungsmäßiger Feststellung des Niederdruck- oder Expansions-Cylinders (als des Hauptcylinders) einer Zweicylinder-Maschine bildet die Ausmittlung des diesem Cylinder vorgelegten Hochdruck- oder Admissions-Cylinders (als des Hilfscylinders) den wesentlichsten Gegenstand der Erwägungen, welche vornehmlich die Bestimmung des Volumens v des Hilfscylinders im Verhältnisse zu dem bereits bekannten Volumen V des Hauptcylinders, also des Volumenverhältnisses $v : V$ zum Zwecke haben.

Bei diesen Erwägungen können mehrfache Rücksichten und Anforderungen zur Geltung gebracht werden, welche nach dem gewöhnlichen Wortgebrauche als „Herren" auftreten, die — wenn auch nicht „Entgegengesetztes", also doch Verschiedenes „befehlen". Das heißt: das Volumenverhältnis $v : V$ ergibt sich nach den verschiedenen Anforderungen eben auch verschieden, und es kann somit diesen sämtlichen, wenn auch berechtigten Anforderungen zugleich — überhaupt nicht entsprochen werden.

Die Anforderungen, denen man bei Bemessung des Cylinder-Volumenverhältnisses $v : V$ billigerweise und nach Möglichkeit gerecht zu werden trachtet, sind:

a) Die gleichmäßige Verteilung der Total-Expansion (der reducierten Füllung $\frac{l_1}{l}$ entsprechend) auf die beiden Dampfcylinder. Da eine entsprechende Verteilung der für hohe Dampfspannungen nützlicherweise anzuwendenden hochgradigen Expansion auf mehrere Dampfcylinder (aus den bereits S. 85 angedeuteten Gründen) als das eigentliche und ursprüngliche Motiv der Erfindung und Herstellung der Mehrcylinder-Maschinen zu bezeichnen ist und da sich andererseits die gleichmäßige Verteilung der Expansion mit der möglichsten Gleichmäßigkeit der Kurbelrotation nahezu deckt, indem diese beiden Gleichmäßigkeiten nahezu unter einem (durch das gleiche

Verhältnis der Cylinder-Volumina) erreicht werden, so ist die in Rede stehende Anforderung a) jedenfalls oben anzustellen.

b) Die gleichmäßige Verteilung der totalen Maschinen-Arbeit auf die beiden Dampfcylinder. Diese Anforderung fällt eigentlich nur dann ins Gewicht, wenn jeder der beiden Dampfkolben (Hoch- und Niederdruck-Kolben) eine besondere Kurbel betätigt, d. h. wenn das Compound-System im engeren Sinne (mit zwei Kurbeln unter 90°) vorliegt. Die Anforderung der gleichen Arbeits-Verteilung wird häufig oben angesetzt, obwohl sie mit der unter a) angegebenen Anforderung (selbst bei dem Compound-System) nur als gleichwertig angenommen werden sollte.

Außer den unter a) und b) angesetzten wesentlichsten Anforderungen wird mitunter noch eine dritte geltend gemacht, nämlich

c) die gleichmäßige Abnahme der Dampftemperatur, oder nach der üblichen Bezeichnung „das gleiche Temperatur-Gefälle" in den beiden Dampfcylindern.

Wenn auch vor allem zugegeben werden kann, daß die drittgenannte Anforderung an sich in mechanischer Beziehung nicht von Wesenheit ist, indem ja bei einer passenden Verteilung der Expansion und der Arbeit wohl auch ein annehmbares „Temperatur-Gefälle" erreicht wird, so ergeben sich auch schon die den beiden Hauptanforderungen a) und b) entsprechenden Cylinder-Volumenverhältnisse von einander meist in hohem Grade verschieden, sodaß eine dieser Anforderungen ganz unerfüllt bliebe, wenn an der andern streng festgehalten werden würde.

Es wird sich deshalb stets empfehlen, einer jeden dieser beiden Anforderungen nur beiläufig und insoweit zu entsprechen, daß auch die andere beiläufig — mit nahezu gleicher Annäherung — erfüllt werde, d. h. daß die unvermeidliche Abweichung von jeder dieser beiden Hauptanforderungen nahezu gleich groß ausfalle.*)

Aus diesen Rücksichten (der nur beiläufigen Erfüllbarkeit der vornehmlichen Anforderungen) erscheint es für die Zwecke der Anwendung durchaus nicht notwendig, bei der allgemeinen Behandlung dieses Gegenstandes irgend haarspalterisch zu Werke zu gehen, zumal obendrein die Berücksichtigung aller Kleinigkeiten (Größe des Voreilens, der schädlichen Räume etc.) hierbei auch ganz unmöglich erscheint.

Von diesem Gesichtspunkte der gerechtfertigten Beiläufigkeit, aber auch der wünschenswerten Einfachheit und leichten Verständlichkeit hat der Verfasser am Schluß des „Practischen Teiles" dieses Hilfsbuches, bereits in der 3. Auflage desselben, unter dem Titel „Nachträgliche Zugabe für alle Verbundmaschinen" über die Volumenverhältnisse der Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen analytisch und für die Anwendung übersichtlich abgehandelt; diese Abhandlung wurde in der vorliegenden 4. Auflage auch auf die Zweicylinder-Condens-Maschinen mit Hochdruck (bis zu 12 Atm.) ausgedehnt und wird hier zunächst der Beachtung empfohlen.

Prof. A. Káš hat als Mitarbeiter an der 1. und 2. Auflage dieses Hilfsbuches über diesen Gegenstand detailliertere Studien angestellt und (wie

*) Selbstverständlich abgesehen von denjenigen Fällen, in denen eine dieser Anforderungen vermöge der obwaltenden Umstände ganz außer acht gelassen werden kann, und somit nur die andere ins Auge zu fassen ist (namentlich bei den Woolfschen Maschinen).

bereits auf S. 97 angeführt wurde) in der Österreichischen Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen veröffentlicht. Die wesentlichsten Ausführungen und Resultate dieser Studien hat der Verfasser bereits in die 2. und 3. Auflage des Hilfsbuches aufgenommen; insbesondere die numerischen Ergebnisse erscheinen nach wie vor ungeändert in den stereotypierten Tabellen des Hilfsbuches und können mit den Ergebnissen der „Nachträglichen Zugabe" des Verfassers leicht verglichen werden. Prof. A. Káš nimmt bei seinen Ausführungen namentlich auch die Größe des Receiver-Volumens mit geeigneten Abstufungen in Rechnung, während der Verfasser in seiner „Nachträglichen Zugabe" das Receiver-Volumen sehr groß und hiermit vereinfachterweise die Dampfspannung im Receiver überhaupt als constant annimmt. Hierin liegt eben die vordem als zulässig dargestellte „Beiläufigkeit" der Darlegungen in der „Nachträglichen Zugabe".

Die naturgemäß complicierteren Darstellungen von A. Káš folgen auch an dieser Stelle mit der als notwendig erachteten Kürzung, indem betreffs des Ausführlicheren auf die genannten Abhandlungen selbst verwiesen wird.

Bei Feststellung des Volumenverhältnisses der beiden Cylinder einer herzustellenden Zweicylinder-Maschine kann zunächst die Verteilung der ganzen Maschinenleistung auf die beiden Cylinder zu nahe gleichen Teilen bei einer gewissen Füllung, in der Regel bei der normalen Beanspruchung, d. h. bei der in Aussicht genommenen „normalen Füllung" angestrebt werden.

Um die dieser Anforderung entsprechenden Volumenverhältnisse im allgemeinen*) annähernd festzusetzen, muß man (auch bei einer eingehenderen Behandlung dieses Gegenstandes) gewisse Annahmen machen, welche in der Anwendung beiläufig eintreffen. Zu den anzunehmenden Größen gehört vornehmlich die Emissionsspannung p' und Expansions-Endspannung p_e, beide Spannungen den Expansions-Cylinder betreffend. Die erstere Spannung (p') kann für Zweicylinder-Maschinen mit Condensation ohne weiteres $= 0{,}2$ Atm. und bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen $= 1{,}15$ Atm. angenommen werden; die der Totalexpansion entsprechende Endspannung (p_e) bewegt sich in der Anwendung bei der normalen Beanspruchung der Condensator-Maschinen gewöhnlich zwischen den Werten $p_e = 0{,}6$ Atm. (wenn man nur mäßig expandiert), und $p_e = 0{,}1$ Atm. (wenn man ziemlich stark expandiert); bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen können die Werte $p_e = 1{,}8$ Atm. (für mäßige Erpansion) und $p_e = 1{,}2$ Atm. (für hohe Expansionsgrade) als üblich angenommen werden. Diese beiderlei Werte werden in den nachfolgenden Zusammenstellungen in Betracht gezogen und es gelten sonach die dortigen Angaben der Volumen-

*) In den einzelnen Fällen der Anwendung wird man auch in dieser Beziehung nicht ermangeln, durch Verzeichnen von (theoretischen) Indicator- und Kurbeldruck-Diagrammen unter Berücksichtigung aller maßgebenden, speciellen Verhältnisse einen klaren Einblick in die Wirkungsweise der Maschine von Fall zu Fall sich zu erwerben und hiermit die hier zu gebenden allgemeinen Anhaltspunkte zu controlieren; es wäre ebenso überflüssig als unzukömmlich, bei Feststellung dieser Anhaltspunkte alle möglichen Fälle bezüglich der Größe der schädlichen Räume, der Schubstangenlänge, des Receivervolumens etc. berücksichtigen zu wollen. Für praktische Zwecke werden die folgenden Angaben auch ohnedies genügen. Inwieweit für diese Zwecke (andererseits) auch die nur beiläufigen, aber sehr übersichtlichen Ausführungen der „Nachträglichen Zugabe" am Schlusse des „Practischen Teiles" dieses Hilfsbuches entsprechend sind, kann man aus dieser „Zugabe" selbst ersehen.

verhältnisse für die daselbst angegebenen Füllungen bei den nebenangesetzten Admissionsspannungen.

Die in der zunächstfolgenden Tabelle der Volumenverhältnisse der Zweicylinder-Condens.-Maschinen enthaltenen Angaben erstrecken sich

erstlich auf die Compound-Maschinen im weiteren, resp. theoretischen Sinne (mit bedungenen Kurbel-Verstellungswinkel $w \gtreqless 90°$), von welchen die Compound-Maschinen der Anwendung (mit $w = 90°$) auch in betreff des hier Behandelten nicht erheblich abweichen;

zweitens auf die Receiver-Woolf-Maschinen (mit $w = 0°$ oder $180°$).

Beiderseits wurde das Receivervolumen einmal dem Volumen des Hochdruck-Cylinders ($r = \frac{v}{V}$), das andere Mal jenem des Expansions-Cylinders ($r = 1$) gleich angenommen.

Zwischen diese beiden Maschinenkategorien schalten sich naturgemäß die (idealen) Zweicylinder-Maschinen mit unendlichem Receiver-Volumen ($r = \infty$) ein, bei welchen die Receiverspannungscurve zur Geraden wird, und die Grenzscheide zwischen der concaven Curve der ersteren Maschinenkategorie und der convexen Curve der zweiten Maschinenkategorie bildet.*)

---

*) Für diese idealen Zweicylinder-Maschinen mit unendlich gedachtem Receiver-Volumen bestimmt sich das fragliche Volumenverhältnis durch Rechnung wie folgt:

Es sei:

p_e (wie vorher) die Expansions-Endspannung im Niederdruck-Cylinder;

p_i' die indicierte Spannung des Hochdruck-Cylinders;

p_i'' die indicierte Spannung des Niederdruck-Cylinders;

$p_i = \nu p_i' + p_i''$ die auf den Niederdruckkolben bezogene indicierte Totalspannung; für die obige Anforderung der gleichen Arbeit ist zu setzen:

$$\nu p_i' = p_i'' = \tfrac{1}{2} p_i$$

Da bei $r = \infty$ die Receiverspannung constant und der Expansions-Endspannung im Hochdruck-Cylinder (p_1) gleich ist, so hat man:

$$\nu p_i' = \nu \left\{ p \frac{l_1'}{l'} \left(1 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1'}{l'}}\right) - p_1 \right\}$$

ferner ist

$$\tfrac{1}{2} p_i = \tfrac{1}{2} \left\{ p \frac{l_1}{l} \left(1 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

Wegen

$$p \frac{l_1}{l} = p_1 v = p_e \text{ und } \nu \frac{l_1'}{l} = \frac{l_1}{l}$$

kann einfacher geschrieben werden

$$\nu p_i' = p_e \text{ logn.} \frac{v}{\frac{l_1}{l}}$$

und

$$\tfrac{1}{2} p_i = \tfrac{1}{2} \left\{ p_e \left(1 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

Durch Gleichsetzung beider Ausdrücke wird erhalten

$$\text{logn.}\, \nu = \tfrac{1}{2} \left(1 + \text{logn.} \frac{l_1}{l} - \frac{p'}{p_e}\right)$$

sonach ist, wenn (wie üblich) e die Basis der natürl. Logar. bezeichnet,

$$\nu = e^{\frac{1}{2}\left(1 + \text{logn.} \frac{l_1}{l} - \frac{p'}{p_e}\right)}$$

Die Ableitung des Wertes des Volumenverhältnisses $\nu = \frac{v}{V}$ für endliche Größen des Receivers (insbesondere für $r = \nu$ und $r = 1$) gestaltet sich entsprechend umständlicher, und wird in dieser Beziehung auf die genannten bezüglichen Abhandlungen von Prof. A. Káš verwiesen.

Volumen-Verhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$ der Zweicylinder-Condens.-Maschinen ohne Spannungsabfall für nahe gleiche Arbeitsverteilung auf beide Cylinder.

Charakteristik bezüglich des Expansionsgrades	Absolute Admiss.-Spannung p	Reducierte Füllung (normal) $\frac{l_1}{l}$	Receiver-Maschinen					Woolf-Maschinen (ideal)
			Kurbelverstellungs-Winkel (w)					
			$w \gtreqless 90^\circ$ (Compound)		beliebig	$w = 0$ oder 180° (Receiver-Woolf)		
			$r = \frac{v}{V}$	$r = 1$	$r = \infty$	$r = 1$	$r = \frac{v}{V}$	$r = 0$
Expansions-End-spannung 0,6 Atm. (mäßige Expansion)	4	0,15	0,67	0,64	0,54	0,50	0,47	0,35
	5	0,12	0,62	0,57	0,48	0,44	0,41	0,30
	6	0,10	0,56	0,52	0,44	0,40	0,37	0,26
	7	0,086	0,53	0,48	0,41	0,37	0,34	0,23
	8	0,075	0,50	0,44	0,38	0,35	0,32	0,21
	9	0,067	0,47	0,41	0,36	0,33	0,30	0,20
	10	0,06	0,45	0,39	0,34	0,31	0,28	0,18
Expansions-End-spannung 0,4 Atm. (starke Expansion)	4	0,10	0,50	0,48	0,41	0,37	0,35	0,25
	5	0,08	0,46	0,43	0,36	0,33	0,31	0,20
	6	0,067	0,42	0,39	0,33	0,30	0,28	0,18
	7	0,057	0,40	0,36	0,31	0,28	0,26	0,16
	8	0,05	0,37	0,33	0,29	0,26	0,24	0,15
	9	0,044	0,35	0,31	0,27	0,25	0,22	0,14
	10	0,04	0,34	0,29	0,26	0,23	0,21	0,13

An diese letzteren (Receiver-Woolf-Maschinen) reihen sich aber ebenso naturgemäß die — ebenfalls idealen — Woolf-Maschinen (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders), ideal insofern, als hierbei das Volumen der Verbindungskanäle $= 0$ (d. i. $r = 0$) angenommen wurde.

Die in der nunmehr folgenden Tabelle der Volumenverhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$ der Zweicylinder-Auspuff-Maschinen enthaltenen Angaben betreffen außer den idealen Maschinen mit $r = \infty$ (bei beliebigem w) bloß die eigentlichen Compound-Maschinen ($w = 90^\circ$) mit $r = \frac{v}{V}$ und die Receiver-Woolf-Maschinen mit $r = \frac{v}{V}$ nebst $r = 0{,}25 \cdot \frac{v}{V}$ (letzteres etwa einer correcten Woolf-Maschine entsprechend).

Aus den Angaben der beiden vorgenannten tabellarischen Zusammenstellungen, deren Gesetzmäßigkeit im allgemeinen evident ist, ersieht man insbesondere, daß die Compound-Maschinen für nahe gleiche Arbeitsverteilung auf beide Cylinder unter sonst gleichen Umständen bedeutend größere Werte der Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$, als die sämtlichen übrigen Maschinenkategorien erfordern; jede einzelne Maschinenkategorie beansprucht aber ein desto größeres Volumenverhältnis, d. h. ein im Verhältnisse zu dem Expansions-Cylinder desto größeres Volumen des Hochdruck-Cylinders, je größer (bei gewisser Spannung) diejenige (reducierte) Füllung ist, bei welcher eben die gleiche Arbeitsverteilung angestrebt wird, also je weniger im allgemeinen

Volumenverhältnisse $\nu = \frac{v}{V}$ der Zweicylinder-Auspuff-Maschinen ohne Spannungsabfall für gleiche Arbeitsverteilung auf beide Cylinder.

Charakteristik bezüglich des Expansionsgrades	Absolute Admiss.-Spannung	Reducierte Füllung (normal)	Kurbelverstellungswinkel w			
			$w = 90°$ (Compound-Maschine)	w beliebig	$w = 0$ oder $180°$ (Receiver Woolf)	
	p	$\frac{1}{l}$	$r = \frac{v}{V}$	$r = \infty$	$r = \frac{v}{V}$	$r = 0{,}25 \frac{v}{V}$
Expansions-End-spannung 1,8 Atm. (schwache Expansion)	8	0,225	0,65	0,57	0,49	0,44
	9	0,200	0,62	0,54	0,46	0,40
	10	0,180	0,60	0,51	0,43	0,375
	11	0,164	0,58	0,49	0,41	0,35
	12	0,150	0,56	0,46	0,39	0,33
	13	0,139	0,55	0,44	0,375	0,31
	14	0,129	0,54	0,43	0,36	0,30
Expansions-End-spannung 1,2 Atm. (starke Expansion)	8	0,150	0,51	0,40	0,33	0,27
	9	0,133	0,48	0,375	0,305	0,25
	10	0,120	0,46	0,35	0,29	0,24
	11	0,109	0,43	0,34	0,27	0,225
	12	0,100	0,41	0,32	0,26	0,21
	13	0,092	0,39	0,31	0,25	0,20
	14	0,086	0,37	0,30	0,24	0,19

expandiert wird. Da sonach umgekehrt mit abnehmender „Füllung der gleichen Arbeitsverteilung" der Hochdruck-Cylinder im Verhältnisse zum Expansions-Cylinder kleiner wird, so gestaltet sich die aus der Anwendung höherer Expansionsgrade erwachsende Maschinenverteuerung bei den Zweicylinder-Maschinen verhältnismäßig geringer, als bei den Eincylinder-Maschinen, das heißt, es empfiehlt sich bei den Zweicylinder-Maschinen im allgemeinen die Anwendung hoher Expansionsgrade auch von diesem Gesichtspunkte.

Bemerkung. Für die Compound-Maschinen läßt sich in betreff des Cylinder-Volumenverhältnisses noch eine andere Rücksicht (als jene der gleichen Arbeitsverteilung auf beide Cylinder) geltend machen, welche auf bedeutend kleinere Werte jenes Verhältnisses führt, wovon demnächst das Nähere folgt.

Bezüglich der „corrigierten" Woolfschen Maschinen (ohne eigentlichen geheizten Receiver, jedoch mit Doppelsteuerung) ist zu bemerken, daß dieselben in betreff des Volumenverhältnisses $\frac{v}{V}$ als Condens.-Maschinen zwischen die vorletzte und letzte Spalte der obigen tabellarischen Zusammenstellung, jedoch näher an die vorletzte Spalte zu liegen kommen, als Auspuff-Maschinen aber, wie bereits erwähnt, der letzten Spalte der bezüglichen Tabelle beiläufig angehören.

Zur Beurteilung der Arbeitsverteilung auf die beiden Cylinder einer mit einem gewissen Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ ausgeführt gedachten Zweicylinder-Condens.-Maschine bei verschiedenen Füllungen dienen die folgenden Angaben, welche sich, da das betreffende Gesetz bei allen Maschinen-

kategorien gleichartig ist, bloß auf Maschinen mit unendlichem Receiver (mitten zwischen den Compound-Maschinen und den Receiver-Woolf-Maschinen) beziehen. Es ist hierbei eine abs. Admiss.-Spannung $p = 6$ Atm. in Betracht gezogen und das Volumenverhältnis $\frac{v}{V}$ einmal (für beabsichtigte geringe Expansion $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$) mit $0{,}5$, das andere Mal (für beabsichtigte sehr hohe Expansion $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$) mit $0{,}25$ angenommen. Die indicierte Leistung N_i' des Hochdruck-Cylinders gestaltet sich im Verhältnisse zu der summarischen indicierten Leistung N_i beider Cylinder, bei verschiedenen reducierten Füllungen $\frac{l_1}{l}$ und zugehörigen Füllungen $\frac{l'_1}{l'}$ des Hochdruck-Cylinders, wenn der Spannungsabfall bei dem Dampfübertritte vermieden wird, wie folgt:

$p = 6$ Atm.

reducierte Füllung	$\frac{l_1}{l} =$	0,25	0,20	0,15	**0,125**	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
wenn $\frac{v}{V} = 0{,}5$;	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	0,16	0,14	0,12	—
	$\frac{N_i'}{N_i} =$	0,31	0,38	0,45	**0,50**	0,55	0,60	0,63	0,67	—
wenn $\frac{v}{V} = 0{,}25$;	$\frac{l_1'}{l'} =$	1,00	0,80	0,60	0,50	0,40	0,32	0,28	0,24	0,20
	$\frac{N_i'}{N_i} =$	0	0,09	0,19	0,25	0,31	0,37	0,41	0,45	**0,50**

Man sieht, daß bei einer bestehenden Zweicylinder-Maschine (so lange sie ohne Spannungsabfall arbeitet), der Hochdruck-Cylinder von der Gesamtarbeit einen desto kleineren Anteil übernimmt, je mehr dieselbe gefüllt wird; d. h. je größer die summarische Leistung beider Cylinder ist.

Note. Die Leistung N_i' des Hochdruck-Cylinders an und für sich hat bei einer gewissen Füllung desselben (theoretisch — ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume etc. — bei der Füllung $= \frac{1}{e} = \frac{1}{2{,}718\,..} = 0{,}37$) einen Maximalwert, von welchem sowohl mit zunehmender als auch mit abnehmender Füllung eine Abnahme von N_i' stattfindet; während sich das Verhältnis $\frac{N_i'}{N_i}$ nach den obigen Angaben verhält. Die Füllung $= \frac{1}{e} = 0{,}37$ ist zugleich diejenige, bei welcher die Expansions-Leistung einer Eincylinder-Maschine zum Maximum wird.

Die Werte der relativen Leistung $\frac{N_i'}{N_i}$ des Hochdruck-Cylinders gestalten sich gegen die obigen Angaben (für $r = \infty$) bei den Receiver-Woolf-Maschinen entsprechend größer, bei den Compound-Maschinen hingegen entsprechend kleiner, derart, daß in der letzten Zeile (für $\frac{v}{V} = 0{,}25$) in der Nähe von $\frac{l_1}{l} = 0{,}25$, d. h. in der Nähe der ganzen Füllung des Hochdruck-Cylinders die Leistung N_i' desselben, mithin auch das Verhältnis $\frac{N_i'}{N_i}$ nahe $= 0$ wird; dies ist eben der heikle Punkt der Compound-Maschinen, welcher (bei einer gewissen Größe von V) in rationeller Weise nur durch eine reichliche Bemessung von $\frac{v}{V}$ zu paralysieren ist, in der Anwendung jedoch häufig —

wenn $\frac{v}{V}$ fehlerhafterweise zu gering bemessen ist — durch einen zweiten Fehler, nämlich durch $X > \frac{v}{V}$ und somit durch einen künstlich herbeigeführten Spannungsabfall paralysiert wird.

Bei den Compound-Maschinen (mit $w = 90°$) läßt sich das Volumenverhältnis auch noch einer zweiten Bedingung gemäß bestimmen, nämlich der Bedingung, daß die summarische Arbeit beider Cylinder (zur Erzielung einer größeren Gleichförmigkeit der Kurbelbewegung) auf die vier Quadranten des beiderseitigen Kurbelkreises gleichförmig verteilt ist, derart, daß die Arbeit des Hochdruck-Cylinders in der ersten, plus der Arbeit des Expansions-Cylinders in der zweiten Hubhälfte gleich wird der Arbeit des Hochdruck-Cylinders in der zweiten, plus jener des Expansions-Cylinders in der ersten Hubhälfte.

Bezeichnet

p_{i_1}' und p_{i_2}' die Differenz der mittleren Spannung hinter und vor dem Kolben des Hochdruck-Cylinders in der ersten und in der zweiten Hubhälfte;

p_{i_1}'' und p_{i_2}'' dasselbe für den Niederdruck-Cylinder,

so ist nach obigem zu bewerkstelligen:

$$\nu p_{i_1}' + p_{i_2}'' = \nu p_{i_2}' + p_{i_1}''$$

Unter Beibehaltung der im vorhergehenden benützten Bezeichnungen ist für $r = \infty$ und $m' = m = 0$ (ohne Rücksicht auf Compression etc.)

$$\nu p_{i_1}' + p_{i_2}'' = p \frac{l_1}{l} \left(0{,}5 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l'}}\right) - 0{,}5\, p'$$

und

$$\nu p_{i_2}' + p_{i_1}'' = p \frac{l_1}{l} \left(0{,}5 + \text{logn.} \frac{1}{\nu}\right) - 0{,}5\, p'$$

Durch Gleichstellung beider Ausdrücke wird erhalten

$$\nu = \frac{v}{V} = \sqrt{\frac{l_1}{l}}$$

Dies bedeutet die gleichmäßige Verteilung der Expansion auf beide Cylinder, durch welche somit eine möglichst gleichförmige Rotation erreicht wird.

Für einen beschränkten Receiverraum erhält man bei Vernachlässigung der schädlichen Räume nach analogem Vorgange als Bedingungsgleichung

$$1 + \text{logn.} \frac{\left(\frac{v}{V}\right)^2}{\frac{l_1}{l}} - 2\, \frac{\frac{v}{V} + r}{\frac{v}{V}}\, \text{logn.} \frac{\frac{v}{V} + r}{0{,}5 \frac{v}{V} + r} = 0$$

aus welcher unter Annahme eines bestimmten Receiver-Volumens für gegebene Füllungen $\frac{l_1}{l}$ die fraglichen Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ bestimmt werden können.

Diese beiden Beziehungen liefern für $r = \infty$ und $r = \frac{v}{V}$ folgende lediglich von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ abhängige Werte der Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$, welche demnach sowohl für Condensator- als auch für Auspuff-Maschinen Geltung haben, und der gleichen Arbeitsverteilung auf die vier Quadranten entsprechen:

(normal) $\frac{l_1}{l}$ =	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**
wenn $r = \infty$; $\frac{v}{V}$ =	0,50	0,45	0,39	0,35	0,32	0,29	0,265	0,245	0,22	0,20
wenn $r = \frac{v}{V}$; $\frac{v}{V}$ =	0,54	0,48	0,42	0 38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22
$\frac{l_1'}{l'}$ (im Mittel) =	0,48	0,43	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,24	0,21	0,19

Man sieht hieraus, daß die Größe des Receiver-Raumes keinen wesentlichen Einfluß auf das Verhältnis $v : V$ der Cylinder-Volumina ausübt.

Nach Umständen wird es sich empfehlen, bei den Compound-Maschinen den zwei vorhergehends ins Auge gefaßten Rücksichten, nämlich der gleichen Verteilung der Gesamtarbeit auf beide Cylinder einerseits, und auf die vier Quadranten andererseits, in nahezu gleichem Maße Rechnung zu tragen, und zu diesem Zwecke Volumenverhältnisse in Anwendung zu bringen, welche zwischen den vorher nach den zwei Richtungen angegebenen Größen dieser Verhältnisse beiläufig in der Mitte liegen. Diese Größen von $\frac{v}{V}$ wären (wenn bei den Condensator-Maschinen eine Totalexpansion bis $0{,}6$ Atm. und bei den Auspuff-Maschinen eine solche bis $1{,}5$ Atm. vorausgesetzt wird) die folgenden:

bei den Condensator-Maschinen ($p_e = 0{,}6$ Atm.)

für p =	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
$\frac{l_1}{l}$ =	**0,15**	**0,12**	**0,10**	**0,086**	**0,075**	**0,067**	**0,060**
wenn $r = \infty$; $\frac{v}{V}$ =	0,465	0,41	0,38	0,35	0,33	0,31	0,29
wenn $r = \frac{v}{V}$; $\frac{v}{V}$ =	0,55	0,50	0,45	0,43	0,40	0,38	0,36
$\frac{l_1'}{l'}$ (im Mittel) =	0,29	0,26	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18

bei den Auspuff-Maschinen ($p_e = 1{,}5$ Atm.)

für p =	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**
$\frac{l_1}{l}$ =	**0,188**	**0,167**	**0,150**	**0,136**	**0,125**	**0,115**	**0,107**
wenn $r = \infty$; $\frac{v}{V}$ =	0,46	0,43	0,41	0,39	0,38	0,36	0,35
wenn $r = \frac{v}{V}$; $\frac{v}{V}$ =	0,53	0,50	0,48	0,46	0,45	0,43	0,42
$\frac{l_1'}{l'}$ (im Mittel) =	0,38	0,36	0,34	0,32	0,30	0,29	0,28

Für Maschinen jedoch, welche zeitweilig sehr bedeutend über ihre Normalleistung beansprucht werden, d. h. zeitweilig eine bedeutend größere als die ins Auge gefaßte normale Füllung erfahren sollen, wähle man (namentlich, wenn diese normale Füllung an sich schon bedeutend ist) die Cylinder-Volumenverhältnisse nach den ersteren diesbezüglichen Angaben S. 108 u. 109, d. h. mit alleiniger oder doch hauptsächlicher Rücksicht auf die Verteilung der Gesamtarbeit auf die beiden Cylinder zu nahe gleichen Teilen. Ein besseres Auskunftsmittel besteht in dergleichen Fällen allerdings darin, die normale Füllung der Compound-Maschine entsprechend klein zu bemessen, d. h. für die Normalleistung einen recht hohen Expansionsgrad (innerhalb rationeller Grenzen) in Aussicht zu nehmen, mit anderen Worten: den Expansions-Cylinder (als eigentlichen Maschinen-Cylinder) genug groß (wenn auch teuerer) zu machen.

§ 38.

Beziehungen zwischen dem Cylinder-Volumenverhältnisse und der Kolbengeschwindigkeit mit Rücksicht auf den Beschleunigungsdruck.

Bei den im vorhergehenden für Compound-Maschinen angegebenen Cylinder-Volumenverhältnissen $\frac{v}{V}$ für die auf S. 111 präcisierte Bedingung der Erzielung einer größeren Gleichförmigkeit der Kurbelbewegung wurde die Wirkung des Beschleunigungsdruckes der hin- und hergehenden Massen nicht berücksichtigt. Ist für eine Maschine die Kolbengeschwindigkeit c vorgeschrieben, so kann das Cylinder-Volumenverhältnis derartig bestimmt werden, daß die betreffenden, aus dem Dampf- und Beschleunigungsdrucke resultierenden Partial-Arbeiten der ausgesprochenen Bedingung entsprechen. Der bezügliche Calcul liefert als Resultat die einfache Beziehung

$$c = \beta \sqrt{p\,l} \quad . \quad . \quad . \quad \text{VI)}$$

wobei β eine von $\frac{l_1}{l}$, $\frac{v}{V}$ und r abhängige Größe bezeichnet. Diese Größe β kann zugleich auch als Charakteristik der Kolbengeschwindigkeit angesehen werden, und man kann aus der Beziehung, welche der genannte Calcul für β liefert, für gegebene Verhältnisse in betreff $\frac{l_1}{l}$ und r die fraglichen Volumenverhältnisse ermitteln. (Die Entwicklung dieser Beziehung findet man in der bereits oben citierten Abhandlung von Prof. A. Káš.)

Die in der folgenden Tabelle (1.) für verschiedene Werte der Kolbengeschwindigkeit c, bezw. ihrer Charakteristik $\beta = \frac{c}{\sqrt{p\,l}}$ angeführten Cylinder-Volumenverhältnisse wurden unter den üblichen vereinfachenden Annahmen für ein beiläufiges mittleres Gewicht der hin- und hergehenden Massen (rund 0,3 kg pro 1 qcm Kolbenfläche) berechnet, und können, da die Höhe der Emissionsspannung wie in dem Früheren ohne Einfluß ist, sowohl für Condens.- als auch für Auspuff-Compoundmaschinen zum Anhaltspunkte genommen werden. Das Receivervolumen ist hier einmal $= \infty$, das anderemal = dem Volumen des Hochdruckcylinders ($r = \nu = \frac{v}{V}$) angenommen; die erste Doppel-

zeile ($\beta = 0$) gilt bei Vernachlässigung des Beschleunigungsdruckes und wurde bereits in dem Vorhergehenden (S. 112) erledigt.

1. Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ der Compound-Maschinen für gegebene Charakteristik β der Kolbengeschwindigkeit $\left(\beta = \frac{c}{\sqrt{p\,l}}\right)$.

	$\frac{l_1}{l} =$	0,225	0,200	0,175	0,150	0,125	0,100	0,080	0,070	0,060
$\beta = 0$;	$r = \infty$	0,47	0,45	0,42	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,24
	$r = \nu$	0,51	0,48	0,45	0,42	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26
$\beta = 0{,}6$;	$r = \infty$	—	0,43	0,40	0,37	0,33	0,29	0,25	0,23	0,20
	$r = \nu$	0,50	0,46	0,43	0,40	0,36	0,31	0,27	0,25	0,22
$\beta = 0{,}7$;	$r = \infty$	—	0,42	0,39	0,36	0,32	0,28	0,24	0,22	—
	$r = \nu$	0,49	0,46	0,43	0,39	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21
$\beta = 0{,}8$;	$r = \infty$	—	0,41	0,38	0,35	0,31	0,27	0,22	0,20	—
	$r = \nu$	0,48	0,45	0,42	0,38	0,34	0,29	0,24	0,22	—
$\beta = 0{,}9$;	$r = \infty$	—	0,41	0,37	0,34	0,30	0,25	0,21	—	—
	$r = \nu$	0,48	0,44	0,41	0,37	0,32	0,27	0,23	0,20	—
$\beta = 1{,}0$;	$r = \infty$	—	0,40	0,36	0,33	0,29	0,24	—	—	—
	$r = \nu$	0,47	0,43	0,40	0,35	0,31	0,26	0,21	—	—
$\beta = 1{,}1$;	$r = \infty$	—	—	0,35	0,32	0,27	0,22	—	—	—
	$r = \nu$	0,46	0,42	0,38	0,34	0,29	0,24	—	—	—
$\beta = 1{,}2$;	$r = \infty$	—	—	—	0,30	0,26	0,20	—	—	—
	$r = \nu$	—	0,41	0,37	0,33	0,28	0,22	—	—	—
$\beta = 1{,}3$;	$r = \infty$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$r = \nu$	—	—	0,36	0,31	0,26	0,20	—	—	—

Umgekehrt kann man auch für gegebene oder angenommene Verhältnisse der Cylindervolumen diejenige Kolbengeschwindigkeit $c = \beta\sqrt{p\,l}$ bestimmen, bei welcher der obengenannten Bedingung entsprochen wird. Die betreffenden Werte der Charakteristik β sind, soweit sie für die praktische Benutzung in Betracht kommen können, in der folgenden Tabelle für Volumenverhältnisse $\frac{v}{V} = 0{,}5$ bis $0{,}2$ zusammengestellt und gelten wieder sowohl für Condensator- als auch für Auspuff-Compound-Maschinen.

Aus der ersten vorangehenden Tabelle geht hervor, daß die Erfüllung der gestellten Bedingung bei kleinen Füllungen verhältnismäßig kleine Cylinder-Volumenverhältnisse erfordert, bei welchen die Arbeitsverteilung auf die beiden Cylinder gemäß dem Vorhergegangenen (§ 37) eine ungleiche wird. Für stationäre Maschinen mit unveränderlicher Arbeitsleistung, bei welchen es auf eine gleichförmige Verteilung der Arbeit auf die beiden Cylinder nicht so sehr ankommt, hingegen die möglichste Gleichförmigkeit der Kurbelbewegung als Haupterfordernis angestrebt wird, können die dieser

Anforderung entsprechenden Volumenverhältnisse immerhin in Betracht kommen, und dies umsomehr, als sie (wegen des kleineren Hochdruck-Cylinders) eine billigere Maschine zur Folge haben.

2. Werte β als Charakteristik der Kolbengeschwindigkeit $c = \beta \sqrt{p\,l}$ für gegebene Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ bei Compound-Maschinen.

	$\frac{l_1}{l} =$	0,225	0,200	0,175	0,150	0,125	0,100	0,080	0,070	0,060
$\frac{v}{V} = 0{,}50$;	$r = \infty$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$r = \nu$	0,52	—	—	—	—	—	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}45$;	$r = \infty$	0,76	—	—	—	—	—	—	—	—
	$r = \nu$	1,18	0,84	—	—	—	—	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}40$;	$r = \infty$	—	1,00	0,59	—	—	—	—	—	—
	$r = \nu$	—	1,28	0,96	0,53	—	—	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}35$;	$r = \infty$	—	—	1,13	0,78	0,23	—	—	—	—
	$r = \nu$	—	—	1,35	1,03	0,65	—	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}30$;	$r = \infty$	—	—	—	1,20	0,88	0,45	—	—	—
	$r = \nu$	—	—	—	1,37	1,06	0,69	—	—	—
$\frac{v}{V} = 0{,}25$;	$r = \infty$	—	—	—	—	1,24	0,91	0,59	0,38	—
	$r = \nu$	—	—	—	—	1,36	1,05	0,75	0,57	—
$\frac{v}{V} = 0{,}20$;	$r = \infty$	—	—	—	—	—	1,23	0,96	0,80	0,63
	$r = \nu$	—	—	—	—	—	1,33	1,07	0,91	0,74

In der zweiten vorangehenden Tabelle entsprechen die an erster Stelle einer jeden Zeile angesetzten Werte von β (welche von der Einheit nicht viel verschieden sind) der halben Füllung des Hochdruck-Cylinders, also für die Anwendung einer zu großen Füllung, woraus hervorgeht, daß die Zweicylinder-Compound-Maschinen mit Rücksicht auf die Massenwirkung ohne weiteres eine Kolbengeschwindigkeit $c < \sqrt{pl}$ gestatten und daß mithin die letztere mit $c = 0{,}9 \sqrt{p\,l}$ (aus der hier besprochenen Rücksicht) hinreichend groß bemessen ist.

In einem besseren Einklange mit der gleichen Arbeitsverteilung auf die beiden Cylinder, als bei den Compound-Maschinen, steht die obige Anforderung (daß die summarisch auf die Kurbelzapfen übertragene Arbeit unter Berücksichtigung der Wirkung der hin- und herbewegten Massen auf die vier Quadranten einer Wellenumdrehung gleichmäßig verteilt werde) bei den Receiver-Woolf-Maschinen. Durch entsprechende Bemessung der Cylinder-Volumenverhältnisse kann man hier bei passend gewählter Kolbengeschwindigkeit den beiden Anforderungen gleichzeitig genügen. Für die üblichen Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ sind bei verschiedenen Füllungen $\frac{l_1}{l}$ die entsprechenden Werte der Kolbengeschwindigkeits-Charakteristik β für dreierlei Annahmen in betreff der Größe des Receivers in der folgenden 3. Tabelle angegeben, welche wieder sowohl bei Condensator- als auch bei Auspuff-Maschinen zum Anhaltspunkte dienen können.

3. Werte β als Charakteristik der Kolbengeschwindigkeit $c = \beta\sqrt{p\,l}$ für gegebene Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ bei Receiver-Woolf-Maschinen.

	$\frac{l_1}{l} =$	0,250	0,225	0,200	0,175	0,150	0,125	0,100	0,080	0,070	0,060
$\frac{v}{V} = 0{,}50$;	$r = \infty$	1,16	1,20	1,21	1,22	1,22	1,20	1,16	1,11	1,09	1,04
	$r = \nu$	1,06	1,10	1,14	1,16	1,16	1,15	1,12	1,08	1,05	1,01
	$r = \frac{1}{2}\nu$	1,02	1,07	1,11	1,14	1,15	1,14	1,11	1,07	1,04	1,00
$\frac{v}{V} = 0{,}45$;	$r = \infty$	—	1,22	1,24	1,25	1,24	1,22	1,18	1,13	1,11	1,06
	$r = \nu$	—	1,09	1,13	1,15	1,16	1,15	1,13	1,09	1,06	1,02
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	1,05	1,09	1,12	1,14	1,13	1,11	1,07	1,04	1,01
$\frac{v}{V} = 0{,}40$;	$r = \infty$	—	—	1,26	1,27	1,26	1,24	1,20	1,15	1,12	1,08
	$r = \nu$	—	—	1,12	1,15	1,17	1,16	1,13	1,09	1,07	1,03
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	1,07	1,11	1,13	1,13	1,11	1,08	1,00	1,01
$\frac{v}{V} = 0{,}35$;	$r = \infty$	—	—	—	1,29	1,28	1,27	1,22	1,17	1,14	1,10
	$r = \nu$	—	—	—	1,16	1,17	1,17	1,15	1,11	1,08	1,04
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	—	1,12	1,13	1,13	1,12	1,08	1,06	1,02
$\frac{v}{V} = 0{,}30$;	$r = \infty$	—	—	—	—	1,31	1,29	1,25	1,20	1,16	1,12
	$r = \nu$	—	—	—	—	1,19	1,19	1,17	1,13	1,10	1,06
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	—	—	1,13	1,13	1,12	1,09	1,06	1,03
$\frac{v}{V} = 0{,}25$;	$r = \infty$	—	—	—	—	—	1,32	1,27	1,22	1,18	1,14
	$r = \nu$	—	—	—	—	—	1,22	1,19	1,15	1,12	1,08
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	—	—	—	1,15	1,14	1,11	1,08	1,05
$\frac{v}{V} = 0{,}20$;	$r = \infty$	—	—	—	—	—	—	1,30	1,25	1,21	1,17
	$r = \nu$	—	—	—	—	—	—	1,22	1,18	1,15	1,11
	$r = \frac{1}{2}\nu$	—	—	—	—	—	—	1,17	1,13	1,11	1,07

Wie aus dieser 3. Tabelle ersichtlich ist, ändert sich β zwischen den angesetzten Grenzen (für $\frac{v}{V} = 0{,}5$ bis $0{,}2$), welche in der Praxis kaum überschritten werden, verhältnismäßig nur wenig, so daß der ausgesprochenen Anforderung im allgemeinen hinreichend entsprochen wird, wenn bei der gewöhnlichen Größe des Receivers, der die Kolbengeschwindigkeit charakterisierende Coëfficient β zwischen den Grenzen $\beta = 1{,}0$ und $\beta = 1{,}2$ gehalten, also im Durchschnitte $\beta = 1{,}1$ gemacht wird. Die sich so ergebende durchschnittliche Größe der Kolbengeschwindigkeit

$$c = 1{,}1\sqrt{p\,l}$$

darf für die Anwendung schon als eine ansehnliche bezeichnet werden, welche nur aus besonderen Gründen merklich zu überschreiten wäre.

Note. Des Verfassers bereits in der ersten Auflage dieses Buches aufgestellte Regel, wonach $c = 0{,}9\sqrt{p\,l}$ als mittelgroße und $c = 1{,}1\sqrt{p\,l}$ als große Kolbengeschwindigkeit anzunehmen empfohlen wird, gewinnt durch die vorhergehende Darstellung auch von dem hier in Betracht gezogenen Standpunkte an Berechtigung.

2. KAPITEL.

Theorie der Dreicylinder-Maschinen.

§ 39.

Bestimmung der indicierten Spannung bei den Dreicylinder-Maschinen. Uebliche Anordnungen derselben.

Dieselben Motive, welche ehemals die Anwendung der Zweicylinder-Maschinen (zunächst der simplen Woolfschen) an Stelle der Eincylinder-Maschinen veranlaßten, — Möglichkeit der Anwendung hoher Spannungen bezw. Expansionsgrade bei gleichförmigerer Verteilung des Kolbendruckes, Herabminderung des Dampfverbrauches, insbesondere des Abkühlungsverlustes etc. (siehe § 34) — haben in späterer Zeit zu der Anwendung der Dreicylinder-Maschinen geführt, wodurch (das mag gleich von vorne hier erwähnt werden) nach dem gegenwärtigen Stand der Maschinentechnik in dem Streben nach Mehrcylindern die raisonmäßige Grenze erreicht sein dürfte. Die rationelle Anwendung von mehr als drei Cylindern bei mehr als dreimaliger*) Expansion muß (mindestens als Regel) einer Zukunft vorbehalten bleiben, in welcher ohne jeden Anstand Dampfspannungen von 14 bis 20 Atmosphären anwendbar sein werden, zugleich aber die Maschinen mit schädlichen Räumen unter zwei Procent ebenso leicht herzustellen sein werden, als es gegenwärtig mit 4 bis 3% der Fall ist; — abgesehen von noch andern Umständen und Anständen.

Aus diesem Grunde soll auch hier auf mehr als drei Cylinder nicht reflectiert werden, wenngleich in betreff der wesentlichsten Momente (Bestimmung der Dampfwirkung und des Dampfverbrauches) die nachfolgenden Regeln leicht auch für mehr als drei Cylinder mit nur unansehnlichen Modificationen anzuwenden wären.

Was zunächst die Dampfwirkung betrifft, so haben wir die Größe derselben (abgesehen von der Art und Weise ihrer Entwicklung, welche eben

*) Ich gebrauche seit jeher ebenso wie mein Mitarbeiter Professor A. Kás die Bezeichnungen „Zweimal"- „Dreimal"-Expansions-Maschinen oder Maschinen mit „zweimaliger", „dreimaliger" Expansion anstatt der häufig üblichen Ausdrücke „Zweifach"- „Dreifach"-Expansions-Maschinen oder Maschinen mit „zweifacher", „dreifacher" Expansion, weil diese Ausdrücke (trotz ihrer häufigen Anwendung) nach der Natur der Sache deutsch fehlerhaft sind, während obige Bezeichnungen in gutem Deutsch der Natur der Sache entsprechen. Zweifache, dreifache Expansion ist doch seit jeher eine solche auf das zweifache, dreifache Volumen. Wenn hingegen der Dampf zunächst in einem Cylinder zur Expansion gelangt, sodann aus diesem in einen zweiten und eventuell noch in einen dritten Cylinder expandiert, so expandiert er doch nacheinander zweimal und eventuell dreimal, keineswegs aber zweifach und dreifach! Der Verfasser.

bei einerlei Größe verschieden sein kann) bereits bei der Zweicylinder-Maschine in einerlei Weise bestimmt, gleichgültig, ob es sich um eine Maschine nach Woolfs System oder aber um eine nach dem Compound-System handelte. Hier gehen wir noch weiter und sagen:

„Eine Dreicylinder-Maschine wird (vorausgesetzt, daß der Spannungsabfall jedenfalls möglichst vermieden wird) mit einer qualitativ nur geringen Modification die ihr zukommende Größe der Gesamtdampfwirkung auch dann entwickeln, wenn wir uns den Mitteldruck-Cylinder ausgeschaltet denken, und wenn sonach der Dampf aus dem Hochdruck-Cylinder unmittelbar in den Niederdruck-Cylinder expandiert."

Wenn wir sonach zur Ermittlung der Größe der Gesamtdampfwirkung, also der indicierten Leistung anstatt der Dreicylinder-Maschine eine (eingebildete) Zweicylinder-Maschine in Betracht ziehen, welche von der ersteren den Hochdruck-Cylinder, und den Niederdruck-Cylinder als alleinigen Expansions-Cylinder besitzt, so müssen wir, damit eben die Leistungsgröße der Dreicylinder-Maschine resultiere, hauptsächlich den zweimaligen Spannungsverlust bei dem Dampfübertritte, nämlich erst aus dem Hochdruck- in den Mitteldruck-Cylinder und dann aus diesem in den Niederdruck-Cylinder, durch einen einzigen Verlust ersetzt, bezw. den ersteren entsprechend vergrößert denken. Unter der bei den Zweicylinder-Maschinen gemachten Voraussetzung, daß dieser Spannungsverlust der jeweiligen Übertritts-Spannung (p_u) proportional und mit geheiztem Receiver nicht unter 2 % anzunehmen ist, ohne Heizung desselben aber etwa 7 % dieser Spannung beträgt, wird bei einer Zweicylinder-Maschine, welche wir bei Ausmittlung der Leistung der Dreicylinder-Maschine substituieren, jener Verlust nahezu (jedoch nicht ganz) doppelt so groß anzunehmen sein.

Es wird sonach bei den Dreicylinder-Maschinen der Spannungsverminderungs-Coëfficient ζ bei geheiztem Receiver rund $= 0{,}97$, ohne Heizung jedoch rund $\zeta = 0{,}88$ gesetzt werden können (entsprechend 3 % bezw. 12 % Spannungsverlust). Es ist indes auch hier (wie bei den Zweicylinder-Maschinen) zu bemerken, daß bei exacten Dreicylinder-Maschinen mit durchgreifender Heizung die Expansions-Curve sogar über die Mariottesche Linie sich erheben kann, wodurch der obige Spannungsverlust mehr oder weniger paralysiert wird und somit der Coëfficient ζ möglicherweise der Einheit ganz nahe zu bringen ist.

Ein zweites wesentliches und dem eben erledigten ähnliches, jedoch minder ausgiebiges Moment für die rechnungsmäßige Behandlung der Dreicylinder-Maschine (bezüglich der Leistung) als Zweicylinder-Maschine bietet das Verhalten der schädlichen Räume des Mitteldruck- und Niederdruck-Cylinders, welche der übertretende Dampf zunächst füllen, bezw. in welche er ohne Arbeitsverrichtung expandieren und somit eine anderweitige Spannungseinbuße (außer jener durch die Abkühlung) erleiden muß, bevor er seine Wirkung an den betreffenden Kolben abzugeben beginnt; wenn aber diese Räume zuvor mit comprimiertem Dampfe gefüllt werden, so muß diese Compressionswirkung von der Maschine geleistet werden, die betreffende Einbuße an Maschinenleistung ist eben unvermeidlich.

Wenn wir nun die Berechnung der Gesamt-Dampfwirkung einer Dreicylindermaschine auf jene einer Zweicylinder-Maschine (mit eingebildeter Ausschaltung des Mitteldruck-Cylinders) zurückführen wollen, so wird es sich

darum handeln, den schädlichen Raum des Niederdruck-Cylinders (als einzig vorhanden gedachten Expansions-Cylinders) für die Berechnung so groß anzunehmen, daß die arbeitslose Expansion des Austrittsdampfes aus dem Hochdruck-Cylinder in diesen (entsprechend vergrößert angenommenen) schädlichen Raum möglichst annähernd der Wirkung nach ebenso viel betrage, als die tatsächliche zweimalige arbeitslose Expansion. Dieser Anforderung entspricht nach angestellten Combinationen die Annahme eines um 50% größeren schädlichen Raumes im Vergleiche mit der wirklichen Größe desselben. Wenn sonach die schädlichen Räume des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders (durchschnittlich) 4% betragen, so wird der schädliche Raum des einzig vorhanden gedachten Expansions-Cylinders mit 6% anzunehmen sein, bezw. es wird an Stelle des Coëfficienten m des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders einer Zweicylinder-Maschine für die besprochene Auffassung der Dreicylinder-Maschine $1{,}5\, m$ einzusetzen sein.

Hiernach können zur Bestimmung der indicierten Spannung p_i der Dreicylinder-Maschine die für die Zweicylinder-Maschine unter 67) angesetzten Beziehungen benutzt werden; nur ist hierin zuvörderst als Cylinder-Volumen-Verhältnis $\left(\nu = \frac{v}{V}\right)$ jenes des Hochdruck-Cylinders (v_1) zu dem des Niederdruck-Cylinders (V) also $\nu_1 = \frac{v_1}{V}$ aufzunehmen; ferner ist $1{,}5\, m$ anstatt m zu setzen; wenn wir ferner für mäßige (oder lieber ganz mangelnde) Droßlung auch diesfalls $1 - \vartheta = 0{,}95$ annehmen, so lauten die genannten Beziehungen, für die Dreicylinder-Maschine modificiert, wie folgt:

$$\left.\begin{aligned} p_i &= fp - f'p' \\ f &= 1{,}02\,\frac{l_1}{l} + 0{,}95\left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right)\text{logn.}\,\frac{\nu_1(0{,}96 + m')}{\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'} \\ &+ \frac{0{,}95}{1-\nu_1}(\zeta - 0{,}98\,\nu_1 - 0{,}001)\left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right)\text{logn.}\,\frac{m'\nu_1 + 1 + 1{,}5\,m}{(1+m')\,\nu_1 + 1{,}5\,m} \\ &\text{und (ohne Compression)} \qquad f' = 1{,}04 \end{aligned}\right\} \quad 68)$$

Das Volumen v_2 des Mitteldruck-Cylinders bleibt hierbei außer Spiel.

Mittels 68) ergeben sich, wenn man die procentuellen Beträge m und m' der schädlichen Räume mit ihrer wirklichen Größe (im Durchschnitte der gewöhnlichen Ausführungen etwa $m = m' = 0{,}04$) einsetzt, die Werte von f (und sodann auch p_i) in Abhängigkeit von der reducierten Füllung $\frac{l_1}{l}$ und von dem Verhältnisse ν_1 des Volumens v_1 des Hochdruck-Cylinders zu jenem V des Niederdruck-Cylinders ($\nu_1 = \frac{v_1}{V}$), welche Werte (in Anbetracht der angenommenen Gültigkeit des Mariotteschen Gesetzes) mit dem Coëfficienten $\zeta = 0{,}97$ in Voraussetzung der Heizung aller drei Cylinder und beider Receiver mit Kesseldampf als zutreffend angenommen werden können.

Für mangelndes Dampfhemd am Niederdruck- und eventuell auch am Mitteldruck-Cylinder (am Hochdruck-Cylinder soll dasselbe nie fehlen) einerseits und für mangelnde Heizung der beiden Receiver andererseits wäre der Ausdruck für f in einer ganz ähnlichen Weise zu modificieren, wie dies für die Zweicylinder-Maschinen (S. 95 und 96) auseinandergesetzt wurde; außerdem ist $\zeta = 0{,}88$ zu nehmen.

In der Theoretischen Tabelle H. S. 15 sind für die beiden erwähnten Modalitäten (mit und ohne Heizung) diejenigen Werte von f (bei drei Werten des Volumenverhältnisses $\frac{v_1}{V}$) angegeben, von welchen im weiteren (bei Ermittlung der indicierten Spannung und des Dampfverbrauches) lediglich die Durchschnittswerte in Anwendung gebracht, und für bloß äußerliche Heizung der beiden Receiver (stillschweigend auch für ein Dampfhemd am Mitteldruck-Cylinder außer am Hochdruck-Cylinder) als passend angenommen wurden.

Das hier über die Ausmittlung von p_i für constanten Wert $f' = 1{,}04$ in $f' p'$ Mitgeteilte gilt (in Ansehung eben dieses constanten Wertes) für Maschinen mit der unvermeidlichen (unansehnlichen) Compression. Diese Compression wird bei den Dreicylinder-Maschinen selbst als Condensator-Maschinen (als welche wir sie weiterhin ausschließlich in Betracht ziehen) nicht bedeutend gesteigert (bezw. es nimmt f' nicht bedeutend höhere Werte als $1{,}04$ an), wenn man die Compression nützlicher und hier beinahe stets selbstverständlicherweise in allen drei Cylindern bis nahe zu der jeweiligen Gegendampfspannung zur Anwendung bringt. Die betreffenden Angaben über die Compression folgen bei der numerischen Bestimmung der indicierten Spannung.

Die wirkliche Dampfverteilung in den Dreicylinder-Maschinen bei den sofort anzuführenden üblichen Einrichtungen derselben wird an der Hand der betreffenden Diagramme Fig. 19, 20 und 21 in den folgenden Paragraphen erklärt, welche nach den auf S. 97 genannten Abhandlungen von Prof. Káš bearbeitet sind.

Die in der Anwendung üblichen Anordnungen der Dreicylinder-Maschinen mit dreimaliger Expansion kann man in zwei Gruppen teilen:

I. Dreicylinder-Maschinen mit drei um 120° versetzten Kurbeln; wir nennen sie kurzweg

Dreikurbel-Maschinen;

II. Dreicylinder-Maschinen mit zwei um 90° versetzten Kurbeln, wir bezeichnen sie kurz als

Zweikurbel-Maschinen mit

dreimaliger Expansion (oder aber „Dreiverbund- als Zweikurbel-Maschinen").

Bei den Dreikurbel-Maschinen werden die Spannungsvorgänge in den einzelnen Cylindern und die Füllungsverhältnisse durch die Kurbelfolge wesentlich beeinflußt.

In dieser Beziehung hat man zwei Fälle zu unterscheiden:

a) die Kurbel des Mitteldruck-Cylinders eilt der Hochdruck-Kurbel vor: widersinnische Kurbelfolge;

b) die Kurbel des Mitteldruck-Cylinders eilt der Hochdruck-Kurbel nach: rechtsinnische Kurbelfolge.

Bei den Zweikurbel-Maschinen wird die Arbeit zweier Cylinder gemeinschaftlich durch die eine, die Arbeit des dritten Cylinders durch die andere Kurbel auf die Welle übertragen und sind die Füllungsverhältnisse davon abhängig, welcher von den Cylindern der isolierte ist. Von den drei möglichen

Anordnungen ist jene mit isoliertem Niederdruck-Cylinder die natürlichste und kommt fast ausschließlich zur Anwendung. Aus diesem Grunde wird in dem Nachfolgenden bei den Zweikurbel-Maschinen mit dreimaliger Expansion hauptsächlich diese Anordnung berücksichtigt werden.

§ 40.

Füllung des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders behufs Vermeidung des Spannungsabfalles bei den Dreicylinder-Maschinen.

I. Dreikurbel-Maschinen ($w = 120°$).

Bei den Zweicylinder-Maschinen hat sich in § 36 ergeben, daß die Füllung des Niederdruck-Cylinders behufs Vermeidung des Spannungsabfalles beim Übertritte des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Niederdruck-Cylinder für einen bestimmten Kurbel-Verstellungswinkel (w) bei Vernachlässigung der schädlichen Räume nur von dem Volumenverhältnisse der beiden Cylinder und von der Größe des Receivers abhängig ist. Da bei den Dreikurbel-Maschinen die Kurbel des Hochdruck-Cylinders mit jener des Mitteldruck-Cylinders denselben Winkel einschließt, wie die Mitteldruck-Kurbel mit der Niederdruck-Kurbel, so wird bei dieser Gruppe der Dreicylinder-Maschinen die Füllung des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders nach einer und derselben Regel zu bestimmen sein. Wird daher vorläufig allgemein unter

ν das Verhältnis des kleineren zu dem größeren Cylinder-Volumen, unter
r das Verhältnis des in Betracht kommenden Receiver-Volumens zum Volumen des größeren Cylinders und unter
X die fragliche Füllung dieses größeren Cylinders (Mitteldruck- bezw. Niederdruck-Cylinders)

verstanden, so ergibt sich

a) für widersinnische Kurbelfolge (die Kurbel des Mitteldruck-Cylinders eilt der Hochdruckkurbel vor),

wenn $\nu < 0{,}75$ (welche Bedingung wohl stets erfüllt wird)

die auf S. 98 abgeleitete Beziehung, Gl. II, welche lautet

$$X = \frac{\nu r + (1 - x)\nu^2}{r} \quad . \quad . \quad a)$$

x hat in bezug auf den kleineren von den beiden Cylindern dieselbe Bedeutung, wie am betreffenden Orte angeführt ist. Dem Kurbel-Verstellungswinkel $w = 120°$ entsprechend ist andererseits, wenn γ den Winkel bezeichnet, welchen die Kurbel des größeren Cylinders nach beendeter Füllung (X) mit der Horizontalen einschließt (vergl. Fig. 17),

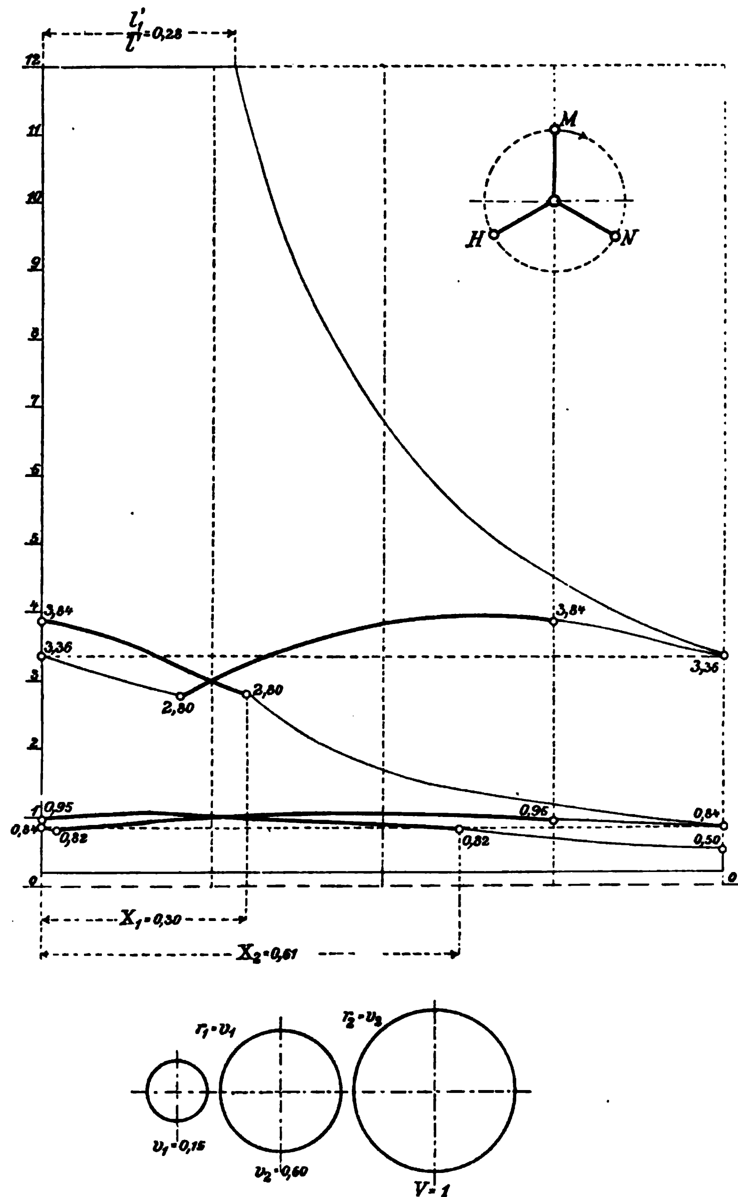
$$\left.\begin{aligned} X &= \frac{1 - \cos\gamma}{2} \\ \text{und } x &= \frac{1 + \cos(120° - \gamma)}{2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad b)$$

Mit dem plausiblen Specialwerte

$$r = \nu$$

erhält man aus Gl. a)

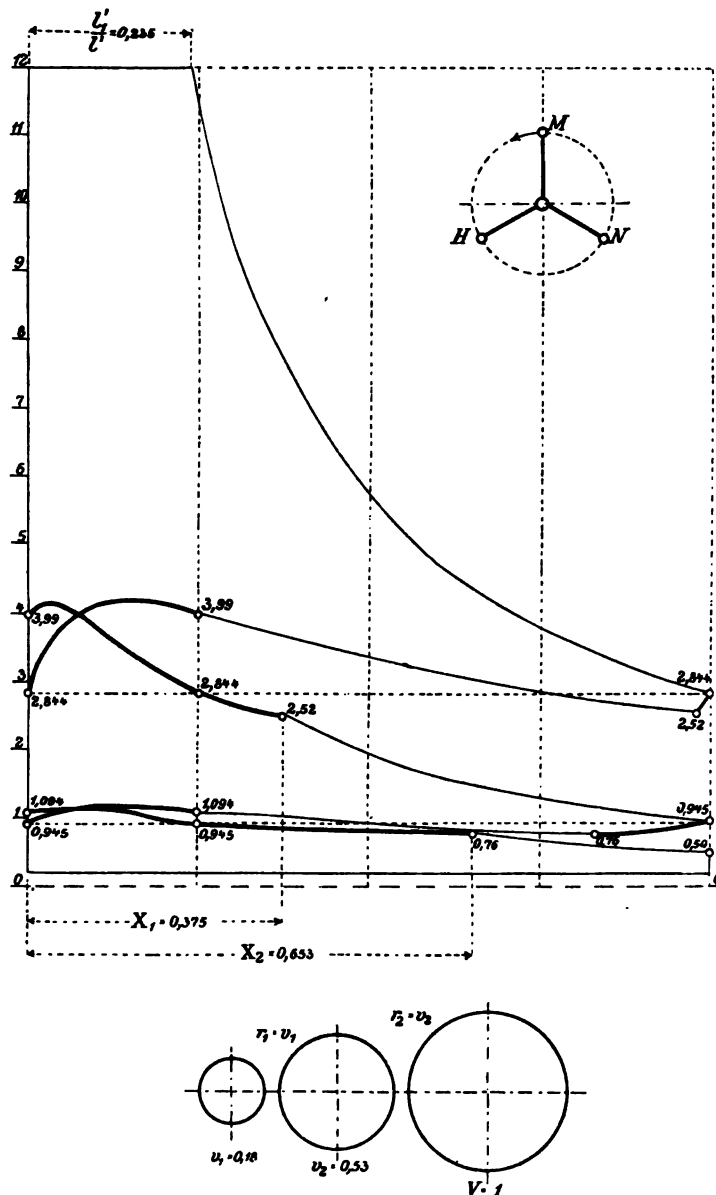
$$\frac{X}{2 - x} = \nu \quad . \quad . \quad c)$$



Figur 19.

Dreicylinder- als Dreikurbel-Maschine mit widersinnischer Kurbelfolge.

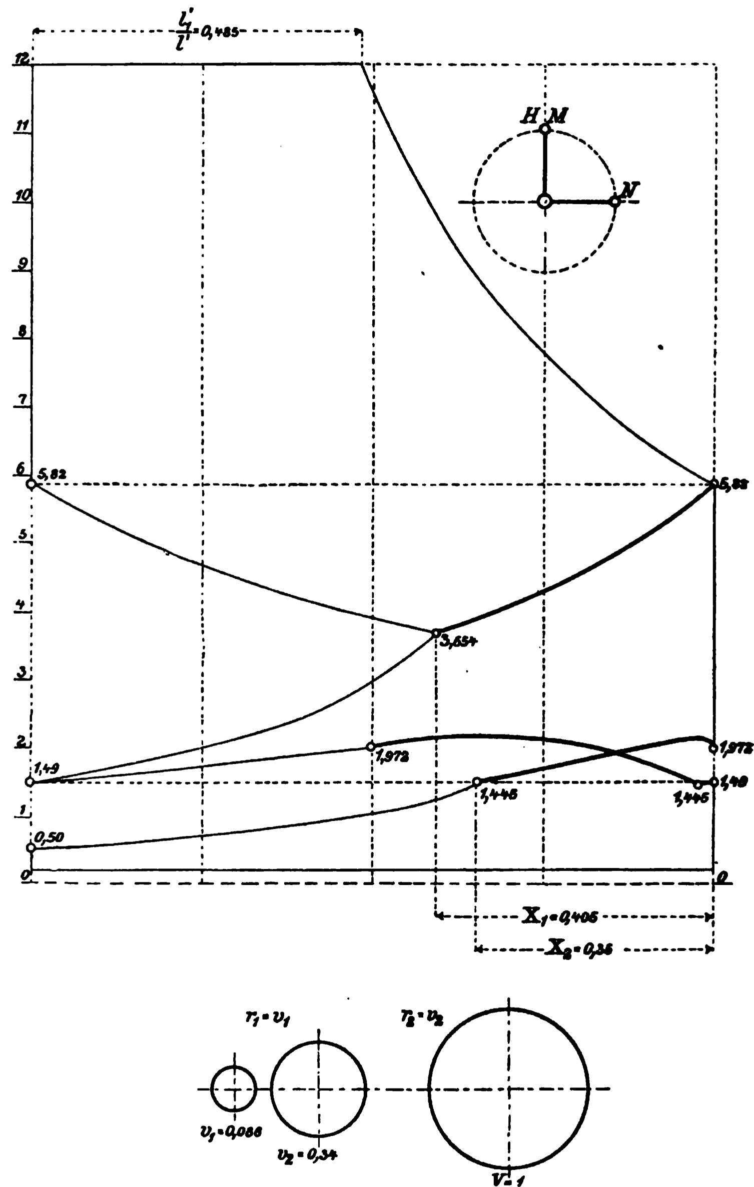
(Die Mitteldruck-Kurbel eilt der Hochdruck-Kurbel vor.)



Figur 20.

Dreicylinder- als Dreikurbel-Maschine mit rechtsinnischer Kurbelfolge.

(Die Mitteldruck-Kurbel eilt der Hochdruck-Kurbel nach.)



Figur 21.

Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschine.

(Niederdruck-Cylinder isoliert.)

so daß mit Rücksicht auf Gl. b) gesetzt werden kann

$$\frac{1 - \cos\gamma}{3 - \cos(120^\circ - \gamma)} = \nu \quad . \quad . \; c')$$

wonach der Winkel γ und aus Gl. b) die demselben zugehörigen Werte von X und x bestimmt werden können.

Die Werte X, welche für verschieden große Volumenverhältnisse der Cylinder der Beziehung c) genügen, sind auf zwei geltende Stellen abgerundet in der folgenden Zusammenstellung angegeben. Sie gelten für den Mitteldruck-Cylinder, wenn unter ν das Volumenverhältnis $\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$ des Hochdruck- zum Mitteldruck-Cylinder und sie gelten desgleichen für den Niederdruck-Cylinder, wenn unter ν das Volumenverhältnis $\left(\frac{v_2}{V}\right)$ des Mitteldruck- zum Niederdruck-Cylinder verstanden wird. Dabei ist dem Volumen nach der erste Receiver (r_1) gleich dem Hochdruck-, der zweite (r_2) gleich dem Mitteldruck-Cylinder angenommen. Für unendlich große Receiver ergeben sich nach dem Früheren die Füllungen gleich den betreffenden Cylinder-Volumenverhältnissen, also für den Mitteldruck-Cylinder: $X_1 = \frac{v_1}{v_2}$ und für den Niederdruck-Cylinder: $X_2 = \frac{v_2}{V}$.

Beiläufige Werte der Füllungen des Mitteldruck- bezw. des Niederdruck-Cylinders für Dreikurbel-Maschinen mit widersinnischer Kurbelfolge ($r = \nu$).

$\nu =$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
$X =$	0,14	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,44	0,48	0,53	0,57	0,61	0,66	0,70	0,75

b) Für rechtsinnische Kurbelfolge (die Kurbel des Mitteldruck-Cylinders eilt der Hochdruckkurbel nach) gilt für die Füllung X, wenn erstlich

$$\nu < 0{,}25$$

ebenfalls die Beziehung II), bezw. a), nämlich:

$$X = \frac{\nu r + (1 - x)\nu^2}{r}$$

hierbei ist jedoch, wenn γ dieselbe Bedeutung hat wie zuvor (vergl. Fig. 18)

$$\left.\begin{aligned} X &= \frac{1 - \cos\gamma}{2} \\ \text{und } x &= \frac{1 + \cos(60^\circ - \gamma)}{2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \; d)$$

Für $r = \nu$ ist wieder

$$\frac{X}{2 - x} = \nu$$

und mit Rücksicht auf Gl. d)

$$\frac{1 - \cos\gamma}{3 - \cos(60^\circ - \gamma)} = \nu$$

Wenn aber

$$\nu > 0{,}25$$

so gilt die der Gl. III) S. 98) analoge, für Maschinen, welche mit Nachfüllung arbeiten, abgeleitete Beziehung, welche für $w = 120^\circ$ lautet:

$$X = \frac{\nu r + (1 - x)\nu^2}{0{,}25 + r}$$

In bezug auf den Winkel γ ist wie zuvor nach d)

$$\left.\begin{array}{l} X = \dfrac{1-\cos\gamma}{2} \\ x = \dfrac{1+\cos(60^\circ-\gamma)}{2} \end{array}\right\} \quad . \quad . \text{ d)}$$

Für $r = \nu$ ergibt sich

$$\frac{X}{2-x} = \frac{\nu^2}{0{,}25+\nu}$$

$$\text{und } \frac{1-\cos\gamma}{3+\cos(60^\circ-\gamma)} = \frac{\nu^2}{0{,}25+\nu}$$

Die Ergebnisse dieser Formeln sind wie vorhergehend für verschiedene Cylinder-Volumenverhältnisse in der folgenden Zusammenstellung angegeben.

Beiläufige Werte der Füllungen des Mitteldruck- bezw. des Niederdruck-Cylinders für Dreikurbel-Maschinen mit rechtsinnischer Kurbelfolge ($r = \nu$).

$X=$	**0,10**	**0,15**	**0,20**	**0,25**	**0,30**	**0,35**	**0,40**	**0,45**	**0,50**	**0,55**	**0,60**	**0,65**	**0,70**	**0,75**
$X=$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,33	0,40	0,48	0,55	0,62	0,68	0,74	0,80	0,85	0,89

Da bei den Dreikurbel-Maschinen sowohl das Cylinder-Volumenverhältnis $\frac{v_1}{v_2}$, als auch jenes $\frac{v_2}{V}$ meist zwischen den Grenzwerten $0{,}25$ und $0{,}75$ liegt, so wird, wie aus dem Vorangeführten erhellt, bei widersinnischer Kurbelfolge die Füllung sowohl des Mitteldruck-Cylinders, als auch des Niederdruck-Cylinders eine einfache sein, während bei rechtsinnischer Kurbelfolge beide genannten Cylinder mit Nachfüllung arbeiten müssen. Der durch die Verschiedenheit der Kurbelfolge hervorgebrachte Unterschied in der Dampfverteilung und in der Art der Spannungsänderungen ist aus den beiden theoretischen Diagrammen Fig. 19 und Fig. 20 ersichtlich. Dieselben sind für die dort angegebenen Spannungs- und Cylinder-Volumenverhältnisse, welch letztere einer gleichen Verteilung der Arbeit auf alle drei Cylinder entsprechen, unter der Annahme $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$ gezeichnet. Durch die stark gezogenen Linien sind die während der Füllungsperioden vor dem Hochdruck- und hinter dem Mitteldruck-Kolben, so wie vor dem Mitteldruck- und hinter dem Niederdruck-Kolben gleichzeitig stattfindenden Spannungsänderungen gekennzeichnet. Die bei den eminenten Punkten der Spannungslinien eingeschriebenen Zahlen geben die wirklichen Spannungen (Kgr. pro qcm) an, wonach auch die Zusammengehörigkeit der gegenseitigen Kolbenpositionen leicht zu beurteilen ist. Die Nachfüllung ist in Fig. 20 sowohl bei dem Mitteldruck-, als auch bei dem Niederdruck-Cylinder deutlich erkennbar, indem der fett gezogene Teil der unteren Linie des Diagrammes des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders zweiteilig ist.

Nach der bisherigen Praxis trachtet man dem Nachfüllen auszuweichen, aus welchem Grunde die Dreikurbel-Maschinen meist mit widersinnischer Kurbelfolge eingerichtet werden.

II. Zweikurbel-Maschinen ($w = 90^\circ$).

Bei dieser Gruppe der Dreicylinder-Maschinen mit dreimaliger Expansion bildet mit Rücksicht auf die Spannungsvorgänge und Füllungsverhältnisse der

Hochdruck- mit dem Mitteldruck-Cylinder eine Receiver-Woolf-Maschine, und der Mitteldruck- mit dem Niederdruck-Cylinder eine Zweicylinder-Compound-Maschine, sodaß hier keine neuen Untersuchungen angestellt zu werden brauchen. Insofern in betreff des Mitteldruck-Cylinders unter ν das Verhältnis $\frac{v_1}{v_2}$ und unter r das Verhältnis $\frac{r_1}{v_2}$, ferner in betreff des Niederdruck-Cylinders unter ν das Verhältnis $\frac{v_2}{V}$ und unter r das Verhältnis $\frac{r_2}{V}$ verstanden wird, haben dieselben Beziehungen Geltung, welche im § 36 für die Receiver-Woolf- und für die Zweicylinder-Compound-Maschinen abgeleitet wurden. Die Spannungsvorgänge in den einzelnen Cylindern sind aus dem theoretischen Diagramme Fig. 21 ersichtlich, welches in betreff der Spannungen p, p_e und p' für dieselben Annahmen gezeichnet ist, wie die Diagramme Fig. 19 und Fig. 20.

§ 41.

Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Dreicylinder-Maschinen.

Das anfangs des § 37 (S. 104) für die Zweicylinder-Maschinen Mitgeteilte ist auch hier gültig: Es wird zunächst die einfache Darstellung des Verfassers in der „Nachträglichen Zugabe" am Ende des „Practischen Teiles" der Beachtung empfohlen; hier aber folgt auszugsweise die detailliertere Darstellung von Prof. A. Káš aus seinen bereits genannten Abhandlungen in der „Österreichischen Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen".

Durch eine passende Annahme der Cylinder-Volumenverhältnisse kann auch bei den Dreicylinder-Maschinen verschiedenen Rücksichten entsprochen werden. Je nach dem Zwecke, dem die Maschine zu dienen hat, und je nach der Art ihrer Arbeitsweise (ob mit constanter oder veränderlicher Beanspruchung) wird zu entscheiden sein, welchen von diesen Rücksichten entweder ganz oder vorwiegend zu entsprechen ist. Von der Wahl dieser Verhältnisse wird zugleich auch der Kostenpreis und die Betriebsökonomie der Maschine abhängen.

Die folgenden Entwicklungen und Angaben gelten durchwegs unter der Voraussetzung, daß die Maschinen mit regelrechter Füllung sowohl des Mitteldruck-, als auch des Niederdruck-Cylinders arbeiten, daß somit ein Spannungsabfall beim Übertritte des Dampfes aus dem einen in den anderen Cylinder vermieden wird. Die Entwicklungen sind der Einfachheit und Übersichtlichkeit halber zunächst für ideale Maschinen mit unendlich groß gedachten Receivern durchgeführt. Für beschränkte Receiverräume, wobei sich die Berechnungen complicierter gestalten, werden bloß die Resultate angegeben, und zwar für die specielle, aber wohl passende Annahme: $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$. Der Einfluß der schädlichen Cylinderräume, der Compression des Vorderdampfes usw. wurden hierbei nicht berücksichtigt.

I. Dreikurbel-Maschinen ($w = 120°$).

Für die Dreikurbel-Maschinen kann an erster Stelle die Anforderung der gleichmäßigen Verteilung der Gesamtarbeit auf alle drei Cylinder gestellt werden.

Es bezeichne:

$\nu_1 = \frac{v_1}{V}$ das Volumenverhältnis des Hochdruck- zum Niederdruck-Cylinder

$\nu_2 = \frac{v_2}{V}$ „ „ „ Mitteldruck- „ „ „

$\frac{\nu_1}{\nu_2} = \frac{v_1}{v_2}$ „ „ „ Hochdruck- „ Mitteldruck- „

$\frac{l_1}{l}$ die reducierte Füllung;

p_i', p_i'' und p_i''' die indicierten Spannungen bezw. des Hochdruck-, des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders;

$p_i = \nu_1 p_i' + \nu_2 p_i'' + p_i'''$ die auf den Kolben des Niederdruck-Cylinders bezogene indicierte Totalspannung;

p_e die Endspannung des im Niederdruck-Cylinder expandierten Dampfes;

p' die Vorderdampfspannung (Emissionsspannung) im Niederdruck-Cylinder.

Wenn das Volumen der beiden Receiver (r_1 und r_2) unendlich groß angenommen wird (wobei infolge der Unveränderlichkeit der Receiverspannungen während des ganzen Kolbenhubes die Kurbelfolge ohne Einfluß ist), so hat man:

$$\nu_1 p_i' = p_e \operatorname{logn.} \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}}$$

$$\nu_2 p_i'' = p_e \operatorname{logn.} \frac{\nu_2}{\nu_1}$$

$$p_i''' = p_e \left(1 + \operatorname{logn.} \frac{1}{\nu_2}\right) - p'$$

und die Summe

$$\nu_1 p_i' + \nu_2 p_i'' + p_i''' = p_i = p_e \left(1 + \operatorname{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p'$$

Nach der obigen Forderung der gleichen Arbeitsverteilung soll sein

$$\nu_1 p_i' = \nu_2 p_i'' = p_i''' = \frac{1}{3} p_i$$

Aus

$$\nu_1 p_i' = \frac{1}{3} p_i$$

d. i.

$$p_e \operatorname{logn.} \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}} = \frac{1}{3} \left\{ p_e \left(1 + \operatorname{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

wird zuvörderst für die Bestimmung von ν_1 erhalten

$$\operatorname{logn.} \nu_1 = \frac{1}{3}\left(1 - \frac{p'}{p_e}\right) + \frac{2}{3} \operatorname{logn.} \frac{l_1}{l} \quad . \quad . \text{ a)}$$

Aus

$$\nu_2 p_i'' = \frac{1}{3} p_i$$

d. i.

$$p_e \operatorname{logn.} \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{1}{3} \left\{ p_e \left(1 + \operatorname{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

folgt

$$\text{logn.}\,\nu_2 = \text{logn.}\,\nu_1 + {}^1/_3\,(1 - \frac{p'}{p_e}) - \frac{1}{3}\,\text{logn.}\,\frac{l_1}{l}$$

und nach Einführung des Wertes für logn. ν_1 aus Gleichung a) erhält man für die Bestimmung von ν_2

$$\text{logn.}\,\nu_2 = \frac{2}{3}\,(1 - \frac{p'}{p_e}) + \frac{1}{3}\,\text{logn.}\,\frac{l_1}{l} \quad . \quad . \quad \text{b)}$$

Einfacher ergibt sich ν_2, falls das Verhältnis ν_1 zuerst berechnet wird, aus

$$\nu_1 p_i' = \nu_2 p_i''$$

d. i.

$$p_e\,\text{logn.}\,\frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}} = p_e\,\text{logn.}\,\frac{\nu_2}{\nu_1}$$

wonach unmittelbar erhalten wird

$$\nu_2 = \frac{\nu_1^2}{\frac{l_1}{l}} \quad . \quad . \quad \text{b')}$$

Für eine angenommene Expansions-Endspannung im Niederdruck-Cylinder $p_e = p\,\frac{l_1}{l}$ kann somit aus Gleichung a) und b) bezw. aus b') ν_1 und ν_2 leicht bestimmt werden.

Bei räumlich beschränkten Receivern muß auf die ungleichmäßige Änderung der Receiverspannungen Rücksicht genommen werden. Da sich hierbei unter sonst gleichen Verhältnissen die Receiverspannungen je nach der Kurbelfolge verschiedenartig ändern, werden sich die fraglichen Cylinder-Volumenverhältnisse anders für die widersinnische Kurbelfolge ergeben, als für die rechtsinnische. Die Ergebnisse der bezüglichen teils graphischen, teils analytischen Untersuchungen sind für die Annahmen $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$, $p' = 0{,}2$ Atm. und $p_e = 0{,}6$, $0{,}5$ und $0{,}4$ Atm. in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt. Um den Einfluß der Receivergröße deutlich zu machen, sind überall auch die Resultate der einfachen Beziehungen a), b) resp. b') für r_1 und $r_2 = \infty$ eingeklammert angegeben. Nebst den Verhältnissen ν_1, ν_2 und $\frac{\nu_1}{\nu_2}$ enthält die Tabelle auch Angaben über die reduc. Füllung und über die beiläufigen Füllungen der einzelnen Cylinder.

Wie aus diesen Angaben zu ersehen ist, verlangt die gestellte Anforderung für den Mitteldruck-Cylinder ein verhältnismäßig sehr großes Volumen, insbesondere bei der gewöhnlicheren widersinnischen Kurbelfolge, sodaß erst bei 14 Atm. Admissions-Spannung und bei weit getriebener Expansion das Verhältnis ν_2 kleiner als $0{,}5$ sich ergibt. Sowohl mit Rücksicht auf die Maschinenkosten als auch mit Rücksicht auf die Betriebsökonomie wird nach der jetzigen Praxis das Volumen des Mitteldruck-Cylinders immer kleiner als das halbe Volumen des Niederdruck-Cylinders gemacht, und es muß die gleiche Arbeitsverteilung auf die Cylinder in gebotenem Falle durch einen ansehnlichen Spannungsabfall beim Übertritt des Dampfes aus dem Mitteldruck- in den Niederdruck-Cylinder herbeigeführt werden. Dreikurbel-Maschinen mit rechtsinnischer Kurbelfolge würden zwar ein kleineres Volumen für den Mittel-

Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Dreikurbel-Condensator-Maschinen für gleiche Arbeitsverteilung auf alle Cylinder ($w = 120°$).

		bei widersinnischer Kurbelfolge					bei rechtsinnischer Kurbelfolge				
	$p =$	8	9	10	12	14	8	9	10	12	14
Expansions-Endspannung $p_e = 0,6$ Atm.	$\nu_1 =$	—	—	0,19	0,17	0,16	0,25	0,23	0,22	0,20	0,18
		—	—	(0,19)	(0,17)	(0,16)	(0,22)	(0,21)	(0,19)	(0,17)	(0,15)
	$\nu_2 =$	—	—	0,73	0,68	0,64	0,64	0,62	0,60	0,58	0,55
		—	—	(0,61)	(0,58)	(0,55)	(0,66)	(0,64)	(0,61)	(0,58)	(0,55)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	—	—	0,27	0,25	0,24	0,39	0,37	0,36	0,35	0,33
		—	—	(0,32)	(0,30)	(0,28)	(0,34)	(0,33)	(0,32)	(0,30)	(0,28)
	$\frac{l_1}{l} =$	—	—	0,060	0,050	0,043	0,075	0,067	0,060	0,050	0,043
	$\frac{l_1'}{l'} =$	—	—	0,31	0,29	0,28	0,30	0,29	0,27	0,25	0,23
	$X_1 =$	—	—	0,32	0,30	0,29	0,46	0,44	0,42	0,40	0,38
	$X_2 =$	—	—	0,73	0,68	0,65	0,79	0,77	0,74	0,72	0,68
Expansions-Endspannung $p_e = 0,5$ Atm.	$\nu_1 =$	—	0,18	0,17	0,15	0,14	0,22	0,21	0,19	0,18	0,16
		—	(0,18)	(0,17)	(0,15)	(0,13)	(0,19)	(0,18)	(0,17)	(0,15)	(0,13)
	$\nu_2 =$	—	0,67	0,65	0,60	0,57	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51
		—	(0,57)	(0,55)	(0,52)	(0,49)	(0,59)	(0,57)	(0,55)	(0,52)	(0,49)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	—	0,27	0,26	0,25	0,24	0,37	0,36	0,35	0,33	0,32
		—	(0,31)	(0,30)	(0,28)	(0,27)	(0,33)	(0,31)	(0,30)	(0,28)	(0,27)
	$\frac{l_1}{l} =$	—	0,056	0,050	0,042	0,036	0,063	0,056	0,050	0,042	0,036
	$\frac{l_1'}{l'} =$	—	0,31	0,30	0,28	0,26	0,28	0,27	0,26	0,24	0,22
	$X_1 =$	—	0,32	0,31	0,30	0,29	0,44	0,42	0,40	0,38	0,35
	$X_2 =$	—	0,67	0,66	0,61	0,59	0,73	0,71	0,68	0,65	0,63
Expansions-Endspannung $p_e = 0,4$ Atm.	$\nu_1 =$	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,19	0,17	0,16	0,15	0,14
		(0,16)	(0,15)	(0,14)	(0,12)	(0,11)	(0,16)	(0,15)	(0,14)	(0,12)	(0,11)
	$\nu_2 =$	0,60	0,58	0,55	0,51	0,48	0,53	0,51	0,50	0,48	0,46
		(0,51)	(0,50)	(0,48)	(0,45)	(0,43)	(0,51)	(0,50)	(0,48)	(0,45)	(0,43)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24	0,36	0,34	0,33	0,31	0,30
		(0,32)	(0,30)	(0,29)	(0,27)	(0,26)	(0,32)	(0,30)	(0,29)	(0,27)	(0,26)
	$\frac{l_1}{l} =$	0,050	0,044	0,040	0,033	0,029	0,050	0,044	0,040	0,033	0,029
	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,30	0,29	0,28	0,27	0,26	0,27	0,26	0,24	0,23	0,21
	$X_1 =$	0,34	0,32	0,31	0,30	0,29	0,42	0,39	0,38	0,34	0,33
	$X_2 =$	0,61	0,59	0,57	0,53	0,50	0,65	0,63	0,62	0,59	0,57

druck-Cylinder erfordern, müßten aber mit Nachfüllung sowohl des Mitteldruck- als auch des Niederdruck-Cylinders arbeiten.

Unter Zugrundelegung der tabellarischen Angaben wurden nachträglich zur Stichprobe Spannungsdiagramme für $p = 12$ Atm. und $p_e = 0{,}5$ Atm. gezeichnet und planimetriert, wobei die Richtigkeit der vorgenommenen Bestimmungsweise der Cylinder-Volumenverhältnisse sichergestellt wurde. Es sind dies die auf S. 122 u. 123 wiedergegebenen Diagramme Fig. 19 u. Fig. 20, welche untereinander verglichen zugleich den durch die Kurbelfolge (widersinnisch und rechtsinnisch) herbeigeführten Unterschied in den Spannungsvorgängen deutlich erkennen lassen. Nach den unterhalb der Diagramme gezeichneten je drei Kreisen kann die diesfalls erforderliche verhältnismäßige Größe der einzelnen Cylindervolumen, bezw. der Kolbenflächen beurteilt werden.

Im Falle es auf eine gleiche Verteilung der Arbeit auf die einzelnen Cylinder weniger ankommt, wird es zweckdienlich sein, behufs der Erzielung einer größeren Gleichförmigkeit der Wellenumdrehung, die Volumenverhältnisse der Cylinder so zu bemessen, daß die summarisch auf die Kurbelzapfen übertragene Arbeit für bestimmte, gleich große Intervalle einer Wellenumdrehung gleich groß ausfalle. Bei den Dreikurbel-Maschinen kann man diese Intervalle passenderweise gleich einem Sechstel einer Wellenumdrehung annehmen. Wird bei der Ableitung der betreffenden Beziehungen vorläufig von dem Einflusse der Kolbengeschwindigkeit abgesehen und werden hierbei die beiden Receivervolumen unendlich groß angenommen, so gelangt man zu dem Schlusse, daß dieser Forderung für beiderlei Kurbelfolgen (widersinnisch und rechtsinnisch) vollkommen entsprochen werden kann, wenn

$$1) \qquad p_e = p'$$

ist, d. h. wenn bis auf die Emissionsspannung expandiert wird, und wenn gleichzeitig

$$2) \qquad \frac{1}{\nu_2} = \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}} \text{ gemacht wird,}$$

d. h. wenn

$$\nu_2 = \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$$

und

$$\nu_1 = \nu_2^2 = \sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)}$$

Alsdann ist auch

$$\frac{l_1}{l} = \nu_1 \nu_2 = \nu_2^3$$

$$\frac{l_1}{l'} = \frac{\frac{l_1}{l}}{\nu_1} = \nu_2$$

$$X_1 = \frac{\nu_1}{\nu_2} = \frac{\nu_2^2}{\nu_2} = \nu_2$$

und

$$X_2 = \nu_2$$

d. h. die Füllungen der einzelnen Cylinder sind untereinander gleich, und zwar sind sie gleich dem Verhältnisse

$$\nu_2 = \frac{v_2}{V} = \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$$

In diesem, wohl nur idealen Falle wird aber nicht nur die summarisch auf die Kurbelzapfen übertragene Arbeit für die nacheinander folgenden Sechstelumdrehungen der Welle gleich, sondern es wird gleichzeitig auch eine gleiche Arbeitsverteilung auf die drei Cylinder erreicht. Es sind nämlich diesfalls die specifischen Arbeiten der drei Cylinder

$$\nu_1\, p_i{'} = p_e \,\text{logn.}\, \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}} \quad \text{(Hochdruck-Cylinder)}$$

$$\nu_2\, p_i{''} = p_e \,\text{logn.}\, \frac{\nu_2}{\nu_1} \quad \text{(Mitteldruck-Cylinder)}$$

$$p_i{'''} = p_e \,\text{logn.}\, \frac{1}{\nu_2} \quad \text{(Niederdruck-Cylinder)}$$

also wegen

$$\frac{1}{\nu_2} = \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}}$$

alle drei Arbeiten einander gleich. Durch Summierung erhält man

$$p_i = \nu_1\, p_i{'} + \nu_2\, p_i{''} + p_i{'''} = p_e \,\text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}$$

wie es die Annahme $p_e = p'$ mit sich bringt.

In der Wirklichkeit wird beim Einhalten der Regel:

$$\frac{1}{\nu_2} = \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}}$$

eine gleiche Verteilung der Arbeit auf die Cylinder, falls die Receiver nicht übermäßig groß gemacht werden, auch bei $p_e = p'$ nicht zu erreichen sein, hingegen wird die zweite Forderung (gleiche Verteilung der Arbeit auf die Sextanten), insoferne von der Wirkung der bewegten Massen abgesehen und die Expansion des Dampfes recht weit getrieben wird, nahezu erfüllt. Mit Berücksichtigung der Wirkung des Beschleunigungsdruckes werden zwar nach der obigen Regel die Arbeiten in den einzelnen Sextanten einer Wellenumdrehung einigermaßen von einander verschieden sein, eine nennenswerte Correction durch Änderung der Volumenverhältnisse ist aber nicht leicht zu erreichen, so daß die einfache Regel

$$\frac{1}{\nu_1} = \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}}$$

für den practischen Gebrauch als ziemlich entsprechend angesehen werden kann.

Nach dieser Regel, welche die gleichmäßige Verteilung der Expansion auf alle drei Cylinder, d. h. die gleiche Füllung derselben bedeutet, ergibt sich für annähernd gleiche Arbeitsverteilung auf die Sextanten:

bei der reduc. Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,100	0,080	0,070	0,060	0,050	0,040	0,030	0,020
$\nu_2 = \frac{v_2}{V}$ =	0,46	0,43	0,41	0,39	0,37	0,34	0,31	0,27
$\nu_1 = \frac{v_1}{V}$ =	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,097	0,073
$\frac{\nu_1}{\nu_2} = \frac{v_1}{v_2}$ =	0,46	0,43	0,41	0,39	0,37	0,34	0,31	0,27

Unter den in der neueren Zeit ausgeführten Schiffsmaschinen findet man zahlreiche, deren Cylinder-Volumenverhältnisse mit der angeführten Regel entweder ganz oder sehr nahe übereinstimmen. Bei diesen Verhältnissen wird, wie erwähnt, die Arbeitsverteilung auf die Cylinder, falls (wie vorausgesetzt wurde) ohne Spannungsabfall gearbeitet wird, eine ungleiche sein. Wenn eine bessere Verteilung der Arbeit auf die drei Cylinder unter Vermeidung des Spannungsabfalles wünschenswert erscheint, so kann man Mittelwerte für die Cylinder-Volumenverhältnisse in Anwendung bringen, durch welche den beiden angegebenen Forderungen in gleichem Maße Rechnung getragen wird. Derart abgeleitete Mittelwerte sind in der Hilfstabelle I. β B, S. 73 (unter b) angeführt.

Aus dem Vorhergehenden ist ersichtlich, daß ebenso wie bei den Zweicylinder-Maschinen, auch bei den Dreicylinder- als Dreikurbel-Maschinen durch die gleichmäßige Verteilung der Expansion auf die Dampfcylinder (annähernd) auch eine möglichst gleichförmige Rotation erreicht wird.

Eine dritte Anforderung, welche für die Wahl der Cylinder-Volumenverhältnisse mitunter als maßgebend aufgestellt wird, ist die des gleichen Temperaturgefälles in den einzelnen Cylindern. Darauf Bezügliches wird im nächsten Paragraph besprochen werden.

II. Zweikurbel-Maschinen ($w = 90°$).

Bei den Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschinen mit um 90° verstellten Kurbeln wird meist gefordert, daß die beiden Kurbeln gleich große Arbeiten auf die Welle übertragen. Bei der gewöhnlichen Anordnung mit isoliertem Niederdruck-Cylinder muß letzterer die Hälfte der ganzen Arbeit liefern. Für (vorläufig) $r_2 = \infty$ hat man daher unter Benutzung der früheren Bezeichnungen

$$p_i''' = \tfrac{1}{2} p_i$$

zu setzen, d. i.

$$p_e \left(1 + \text{logn.} \frac{1}{\nu_2}\right) - p' = \tfrac{1}{2} \left\{ p_e \left(1 + \text{logn.} \frac{1}{\frac{l_1}{l}}\right) - p' \right\}$$

woraus zur Bestimmung von ν_2 folgt:

$$\text{logn.}\ \nu_2 = \tfrac{1}{2} \left(1 + \text{logn.} \frac{l_1}{l} - \frac{p'}{p_e}\right)$$

Wird außerdem noch verlangt, daß auch die Arbeiten der beiden, der anderen Kurbel angehörigen Cylinder untereinander gleich sind, so muß ferner

$$\nu_1 p_i' = \nu_2 p_i''$$

d. i.

$$p_e \text{ logn. } \frac{\nu_1}{\frac{l_1}{l}} = p_e \text{ logn. } \frac{\nu_2}{\nu_1}$$

oder

$$\nu_1 = \sqrt{\nu_2 \frac{l_1}{l}}.$$

Diese einfachen Beziehungen werden wieder (bei einiger Complication der betreffenden Entwicklung) modificiert, wenn man die endliche Größe der Receiverräume in Betracht zieht.

Die Ergebnisse der bezüglichen Betrachtung für die Annahme $r_1 = v_1$, $r_2 = v_2$ und $p' = 0{,}2$ Atm. sind samt den eingeklammerten Resultaten der obigen Formeln (für r_1 und $r_2 = \infty$) in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt, deren Einrichtung mit jener der vorangehenden für Dreikurbel-Maschinen (S. 130) übereinstimmt. Die Kurbelfolge ist bei den Zweikurbel-Maschinen ohne wesentlichen Einfluß.

Nach den Angaben dieser Tabelle ist das Diagramm Fig. 21 S. 124 für $p = 12$ Atm., $p_e = 0{,}5$ Atm., $p' = 0{,}2$ Atm., $V = 1$, $r_1 = v_1$ und $r_2 = v_2$ gezeichnet.

Dreicylinder-Maschinen mit zwei Kurbeln erfordern bei der angegebenen Arbeitsverteilung (im Vergleiche mit den Dreikurbel-Maschinen) ein verhältnismäßig kleineres Gesamtvolumen der Cylinder und der Receiver, und es dürften demzufolge bei denselben die Abkühlungsverluste kleiner sein, als bei den Dreikurbel-Maschinen. Weil ferner die Zweikurbel-Maschinen eben nur zwei Kurbeln (mit Zubehör) benötigen, sind insbesondere ihre Anschaffungskosten namhaft kleiner. Sie eignen sich aber nur für eine möglichst constante Arbeitsleistung; eine bedeutendere Steigerung der Leistung über die normale, für welche die Maschine eingerichtet ist, läßt sich ohne einen Spannungsabfall beim Übertritt des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Mitteldruck-Cylinder kaum erreichen. Die angenommene gleichmäßige Arbeitsverteilung auf den Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinder erfordert nämlich, wie die Angaben der Tabelle zeigen, einen sehr kleinen Hochdruck-Cylinder, welcher bei der Normalleistung der Maschine durchschnittlich mit etwa halber Füllung arbeiten muß, sodaß bei einer weiteren Steigerung der Füllung dessen Arbeit zu klein wird. Einigermaßen kann dadurch geholfen werden, daß man von vorhinein auf die Gleichheit der Arbeiten des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders verzichtet, und den ersteren etwas größer macht, wodurch bei ungeändertem Werte von ν_2 (d. h. bei ungeänderter Größe des Mitteldruck-Cylinders) die gleichmäßige Arbeitsverteilung auf die beiden Kurbeln (worauf es hauptsächlich ankommt) keine Änderung erleidet. Dementsprechend sind in der Hilfstabelle I. β. C. S. 74 über die Volumenverhältnisse der Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschinen neben den Verhältnissen ν_1 für die obige Anforderung in der vorletzten Spalte auch noch andere passend gewählte größere Werte von $\nu_1 = \frac{v_1}{V}$ angegeben, welche zwar eine etwas größere Arbeit des Hochdruck-Cylinders, als jene des Mitteldruck-Cylinders bedingen, welche aber dafür kleinere Füllungen des Hochdruck-Cylinders gestatten.

1. Bemerkung. Die von einzelnen Fachmännern empfohlenen Anordnungen der Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschinen mit isoliertem Mitteldruck-Cylinder, bezw. mit isoliertem Hochdruck-Cylinder, scheinen, insolange man an der gleichen Arbeits-

Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Dreicylinder- als Zweikurbel-Condens.-Maschinen für gleiche Arbeitsverteilung auf die Kurbeln bei gleich großer Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders ($w = 90°$).

	$p =$	8	9	10	12	14
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}6$ Atm.	$\nu_1 =$	0,14 (0,17)	0,12$_5$ (0,15)	0,12 (0,14)	0,10 (0,13)	0,090 (0,11)
	$\nu_2 =$	0,50 (0,38)	0,47 (0,36)	0,44 (0,34)	0,39 (0,31)	0,36 (0,29)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	0,28 (0,44)	0,27 (0,43)	0,26$_5$ (0,42)	0,26 (0,40)	0,25 (0,39)
	$\frac{l_1}{l} =$	0,075	0,067	0,060	0,050	0,043
	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,55	0,53	0,52	0,50	0,48
	$X_1 =$	0,43	0,42$_5$	0,42	0,41	0,40
	$X_2 =$	0,50	0,47	0,44	0,40	0,37
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}5$ Atm.	$\nu_1 =$	0,12 (0,15)	0,11 (0,13)	0,10 (0,12)	0,086 (0,11)	0,076 (0,10)
	$\nu_2 =$	0,43 (0,34)	0,40 (0,32)	0,38 (0,30)	0,34 (0,28)	0,31 (0,26)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	0,28 (0,43)	0,27 (0,42)	0,26 (0,41)	0,25 (0,39)	0,25 (0,37)
	$\frac{l_1}{l} =$	0,063	0,056	0,050	0,042	0,036
	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,53	0,52	0,50	0,49	0,47
	$X_1 =$	0,43	0,42	0,41$_5$	0,40$_5$	0,40
	$X_2 =$	0,43	0,41	0,39	0,35	0,32
Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}4$ Atm.	$\nu_1 =$	0,097 (0,12)	0,088 (0,11)	0,082 (0,10)	0,070 (0,088)	0,061 (0,076)
	$\nu_2 =$	0,36 (0,29)	0,34 (0,27)	0,32 (0,26)	0,29 (0,24)	0,26 (0,22)
	$\frac{\nu_1}{\nu_2} =$	0,27 (0,42)	0,26 (0,41)	0,26 (0,39)	0,25 (0,38)	0,235 (0,36)
	$\frac{l_1}{l} =$	0,050	0,044	0,040	0,033	0,029
	$\frac{l_1'}{l'} =$	0,52	0,50	0,49	0,48	0,47
	$X_1 =$	0,43	0,42	0,41	0,40	0,38
	$X_2 =$	0,37	0,35	0,33	0,30	0,27

verteilung auf die beiden Kurbeln festhalten will, wenig Vorteile zu bieten. Im ersten Falle müßte der isolierte Mitteldruck-Cylinder, im zweiten sowohl dieser, als auch der (isolierte) Hochdruck-Cylinder ein unverhältnismäßig großes Volumen erhalten, wie man sich durch entsprechende Teilungen eines einfachen Spannungs-Diagrammes leicht überzeugen kann. Bei der Anordnung mit isoliertem Hochdruck-Cylinder würde nebstdem die Verteilung des Temperaturgefälles so ungünstig sein, daß dabei die Vorteile der dreimaligen Expansion zum größten Teile verloren gehen würden.

2. Bemerkung. Behufs Erzielung einer besseren Gleichförmigkeit der Rotation kann bei dieser Gruppe der Dreicylinder-Maschinen eine ähnliche Anforderung gestellt werden, wie bei den Zweicylinder-Compound-Maschinen, daß nämlich für die gewöhnliche Verkuppelung der Cylinder (isolierter Niederdruck-Cylinder) die aus dem Dampf- und Beschleunigungs-Drucke resultierende Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders in der ersten, plus jener des Niederdruck-Cylinders in der zweiten Hubhälfte gleich wird der bezeichneten Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders in der zweiten, plus jener des Niederdruck-Cylinders in der ersten Hubhälfte. Der betreffende Calcul liefert folgende Resultate:

Ohne Rücksicht auf den Beschleunigungs-Druck, also mit alleiniger Berücksichtigung der Dampfwirkungen, wird dieser Anforderung entsprochen

$$\text{bei} \quad r_1 = r_2 = \infty$$

$$\text{wenn } \nu_2 = 1{,}218 \sqrt{\frac{l_1}{l}};$$

$$\text{bei} \quad r_1 = v_1 \text{ und } r_2 = v_2$$

$$\text{wenn } \nu_2 = 1{,}437 \sqrt{\frac{l_1}{l}}$$

ν_1 entfällt diesfalls aus der Rechnung und kann anderweitig entsprechend gemacht werden.

Man würde hiernach erhalten:

für $\frac{l_1}{l} =$	0,100	0,080	0,070	0,060	0,050	0,040	0,030	0,020
bei $r_1 = r_2 = \infty$; $\nu_2 =$	0,38	0,35	0,33	0,30	0,27	0,24	0,21	0,17
bei $r_1 = v_1$ u. $r_2 = v_2$; $\nu_2 =$	0,46	0,41	0,38	0,35	0,32	0,29	0,25	0,20

Bei Annahme dieser Verhältnisse würde der Niederdruck-Cylinder für eine Expansions-Endspannung $p_e = 0{,}6$ bis $0{,}4$ Atm. eine namhaft größere Arbeit liefern, als der Hochdruck- und der Mitteldruck-Cylinder zusammen. Sollte hierbei gleichzeitig auch die Arbeit des Hochdruck-Cylinders gleich sein jener des Mitteldruck-Cylinders, so müßte der erstere ein noch kleineres Volumen erhalten als unter den zuerst besprochenen Verhältnissen, was nach dem dort Angeführten durchaus nicht zu empfehlen ist.

Würde man aber in der oben angeführten Weise die Wirkung des Beschleunigungs-Druckes mit berücksichtigen, so käme man auf noch kleinere Verhältnisse ν_2, als sie oben angegeben sind; man wird demnach um so mehr auf die Erfüllung der obigen Anforderung verzichten und den gewünschten Gleichförmigkeitsgrad der Rotation durch eine entsprechende Bemessung des Schwungrades nach Maßgabe des betreffenden Kurbeldiagrammes zu erreichen trachten.

§ 42.

Volumenverhältnisse der Dreicylinder-Maschinen für gleiches Temperaturgefälle.

Für die Wahl der Cylindervolumina wird bei den Dreicylinder-Maschinen außer einer bestimmten Arbeitsverteilung sehr häufig auch eine gleichmäßige Verteilung der Dampftemperatur-Abnahme auf die einzelnen Cylinder als maßgebend hingestellt und zu diesem Ende verlangt, daß das sog. Temperaturgefälle für alle drei Cylinder gleich groß ausfalle. Die Ableitung der dieser Anforderung entsprechenden Cylinder-Volumenverhältnisse wird ziemlich einfach, wenn wieder angenommen wird, daß die Spannungen in den beiden Receivern constant, d. i. daß die Receiver sehr groß sind.

Bezeichnet:

p die Admissionsspannung;

p_1, p_2 und p_e die Expansions-Endspannungen, bezw. im Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruck-Cylinder;

p' die Emissionsspannung im Niederdruck-Cylinder,

so hat man bei der obigen Annahme, wenn die schädlichen Räume nicht berücksichtigt werden, für eine gegebene Expansions-Endspannung p_e

$$p_1 = \frac{p_e}{\nu_1}$$

$$\text{und } p_2 = \frac{p_e}{\nu_2}$$

Werden die den einzelnen Spannungen entsprechenden Temperaturen analog mit t, t_1, t_2, t_e und t' bezeichnet, so ist für gleiches Temperaturgefälle in den Cylindern zu setzen:

$$t - t_1 = t_1 - t_2 = t_2 - t'$$

wonach erhalten wird

$$t_1 = \frac{2\,t + t'}{3}$$

und

$$t_2 = \frac{t + 2\,t'}{3}$$

Hiernach bestimmt man t_1 und t_2 aus den zu p und p' (als gegebenen Größen) gehörigen Temperaturen t und t'. Die zu diesen Temperaturen t_1 und t_2 zugehörigen Spannungen p_1 und p_2 sind in einer Dampftabelle leicht aufzufinden. Die fraglichen Volumenverhältnisse ergeben sich sodann gemäß Obigem

$$\nu_1 = \frac{p_e}{p_1}$$

und

$$\nu_2 = \frac{p_e}{p_1}$$

Diese Beziehungen liefern mit $p' = 0{,}2$ Atm.

	für $p =$	8	10	12	14
bei $p_e = 0{,}6$ Atm.	$\nu_1 =$	0,20	0,17	0,14	0,125
	$\nu_2 =$	0,66	0,59	0,52	0,49
bei $p_e = 0{,}5$ Atm.	$\nu_1 =$	0,17	0,14	0,12	0,105
	$\nu_2 =$	0,55	0,49	0,43	0,41
bei $p_e = 0{,}4$ Atm.	$\nu_1 =$	0,13	0,11	0,095	0,084
	$\nu_2 =$	0,44	0,39	0,35	0,33

Die so erhaltenen Werte für ν_1 stimmen nahe mit jenen überein, welche bei Dreikurbel-Maschinen für die Anforderung einer tunlichst gleichförmigen Wellenumdrehung resultieren. Auch bei den Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschinen sind die der Anforderung einer gleichen Arbeitsverteilung auf den Hochdruck- und den Mitteldruck-Cylinder entsprechenden Werte ν_1 für r_1 und $r_2 = \infty$ von den obigen nicht sehr verschieden. Hingegen weichen die hier angesetzten Werte von ν_2 von denjenigen Werten, welche anderweitigen Rücksichten entsprechen, namhaft ab. Es hat demnach keinen Anstand, in betreff der Temperatur-Verteilung zu fordern, daß im Hochdruck-Cylinder das Temperaturgefälle beiläufig den dritten Teil des Gesamtgefälles betrage, und diesem entsprechend ν_1 anzunehmen, während ν_2 ohne Rücksicht auf die Temperaturverteilung im Mitteldruck- und Niederdruck-Cylinder den jeweiligen anderweitigen Umständen (nach dem Vorausgegangenen) anzupassen wäre. Ein gleiches Temperaturgefälle für alle drei Cylinder zu verlangen, erscheint hiermit nicht opportun.

Bei endlichen Receiverräumen wird das Temperaturgefälle insofern ein labiler Begriff, als die Vorderdampf-Temperatur-Schwankungen erleidet, welche in einem einzelnen Cylinder erstlich ein Fallen und nachher wieder ein Steigen dieser Temperatur oder aber umgekehrt involvieren. Wenn man das effective, d. h. einer tatsächlichen Arbeitsabgabe entsprechende Temperaturgefälle naturgemäß in Betracht ziehen wollte, so müßte man für die Bemessung dieses Temperaturgefälles die mittlere Temperatur des Füllungsdampfes und die mittlere Vorderdampf-Temperatur in Betracht ziehen, was jedoch wieder seine anderweitigen Mängel hätte. Man wird demnach für die Bemessung des Temperaturgefälles entweder die ideale Annahme unendlich großer Receiver nach dem Vorangehenden zu machen haben oder aber von dem Temperaturgefälle als der Directive ganz abstrahieren können, zumal eine entsprechende Verteilung der Dampfwirkungen auf die einzelnen Dampf-Cylinder im allgemeinen stets auch eine annehmbare Verteilung des Temperaturgefälles zur Folge haben wird.

3. KAPITEL.

Berechnung der indicierten Spannung für vorzügliche Mehrcylinder-Dampfmaschinen mit vollkommener Compression in jedem Cylinder bis zur Gegendampf-Spannung.

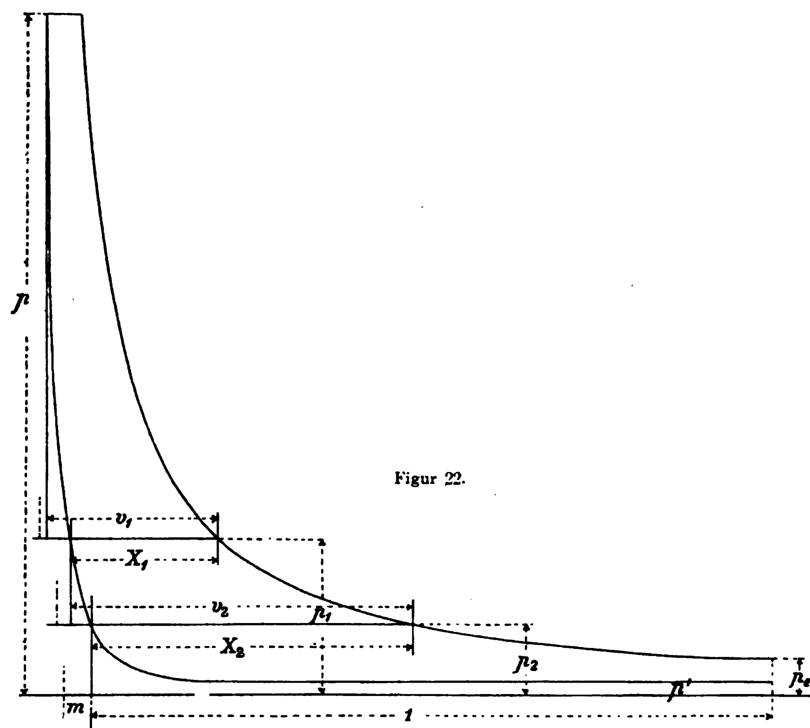
Von Professor A. Káš.

§ 43.

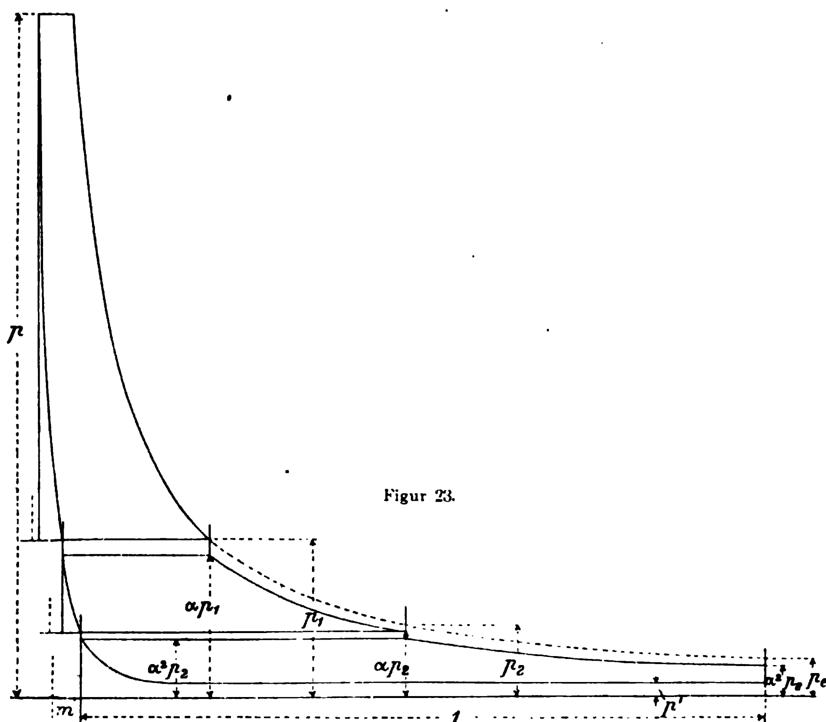
Wird bei den Mehrcylinder-Dampfmaschinen die Compression des Vorderdampfes in allen Cylindern bis auf die betreffende Gegendampfspannung vorausgesetzt, so ist bei regelrechter Füllung der nacheinander folgenden Expansions-Cylinder (behufs Vermeidung eines Spannungsabfalles) die Größe der Receiver ohne Einfluß auf die Gesamtwirkung*) und man kann bei der Berechnung der indicierten Spannung die in den Receivern herrschenden Spannungen für den ganzen Kolbenhub unveränderlich annehmen, wobei in dem in Betracht kommenden Spannungsdiagramme die Ausströmungs- und die Einströmungs- (Füllungs-) Linien bei allen Cylindern horizontal ausfallen, was die Berechnung äußerst vereinfacht.

Bei vorzüglichen Dreicylinder - Maschinen mit durchgreifender Heizung aller Cylinder und Receiver mit frischem Kesseldampfe tritt bei rankinisierten Diagrammen die Expansionslinie merklich über die Mariottesche Vergleichungscurve, hingegen liegt fast immer die Füllungslinie der beiden Expansions-Cylinder etwas tiefer, als der zugehörige Teil der Ausströmungslinie des vorangehenden Cylinders, so daß zwischen beiden Linien eine Lücke, der sogen. Überströmungsspalt vorhanden ist. Nach zahlreich durchgeführten Vergleichungs-Rechnungen hat sich sowohl bei den Zweicylinder-, als auch bei den Dreicylinder-Maschinen, welche mit entsprechender Compression in allen Cylindern arbeiten, aus den Versuchsresultaten ergeben, daß man bei der Berechnung der indicierten Spannung zu ganz befriedigenden, mit der Wirklichkeit (namentlich mit Prof. Schröters mustergültigen Versuchen) sehr nahe übereinstimmenden Resultaten gelangt, wenn man annimmt, daß diesfalls der durch die Überströmung hervorgerufene Effectverlust durch den Effectgewinn infolge der günstigeren Expansionscurve geradezu paralysiert wird. Demzufolge kann man für die Berechnung der indicierten Spannung

*) Bei fehlender oder unansehnlicher Compression des Vorderdampfes ist die Größe der Receiver insofern von Einfluß auf die Gesamt-Dampfwirkung, als dabei Spannungsverluste infolge der Mischung des Receiverdampfes mit dem im schädlichen Raume vorhandenen (minder gespannten) Dampfe entstehen, welche um so bedeutender werden, je kleiner die Receiver, und je größer die schädlichen Räume sind.



Figur 22.



Figur 23.

von **vorzüglichen** Dreicylinder-Maschinen mit **durchgreifender** Heizung aller Cylinder und Receiver mit **frischem** Kesseldampfe und mit Compression des Vorderdampfes in allen Cylindern bis zu der jeweiligen Anfangsspannung das in Fig. 22 dargestellte theoretische Spannungsdiagramm zugrunde legen und demgemäß die Berechnung vornehmen, wie folgt.

Es bezeichne wie früher:

p die absolute Admissionsspannung;

p' die Emissionsspannung im Niederdruck-Cylinder;

p_i die summarische, auf die Kolbenfläche des Niederdruck-Cylinders bezogene indicierte Spannung;

$\frac{l_1}{l}$ die reducierte Füllung;

ν_1 und ν_2 die Volumenverhältnisse, bezw. des Hochdruck- und des Mitteldruck-Cylinders zu dem Niederdruck-Cylinder;

ferner für den Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruck-Cylinder bezw.

p_1, p_2, p_e die Expansions-Endspannungen;

p_i', p_i'', p_i''' die indicierten Spannungen;

$\frac{l_1'}{l}$, X_1, X_2 die Füllungen;

m', m'', m die relative Größe der schädlichen Räume (jeder auf den betreffenden Cylinder bezogen).

Für die Bestimmung der Spannungen p_1, p_2 und p_e sind nach dem Mariotteschen Gesetze die folgenden drei Beziehungen maßgebend:

$$1.\quad p\,\nu_1\left(\frac{l_1'}{l'}+m'\right)=p_1\,\nu_1\,(1+m');$$

$$2.\quad p_1\,\nu_2\,(X_1+m'')=p_2\,\nu_2\,(1+m'');$$

$$3.\quad p_2\,(X_2+m)=p_e\,(1+m).$$

Wegen der angenommenen Compression bis zur Anfangsspannung ist

$$\left.\begin{aligned} p\,\nu_1\,\frac{l_1'}{l'}&=p_1\,\nu_2\,X_1=p_2\,X_2\\ \text{ferner ist auch}\quad p\,\nu_1\,\frac{l_1'}{l'}&=p\,\frac{l_1}{l}\end{aligned}\right\}\;.\;.\;\text{A)}$$

Hieraus ergibt sich für die genannten Spannungen

$$\left.\begin{aligned} p_1&=\frac{p\left(\frac{l_1}{l}\,\frac{1}{\nu_1}+m'\right)}{1+m'}\\ p_2&=\frac{p\,\frac{l_1}{l}\,\frac{1}{\nu_2}+p_1\,m''}{1+m''}\\ p_e&=\frac{p\,\frac{l_1}{l}+p_2\,m}{1+m}\end{aligned}\right\}\;.\;.\;\text{B)}$$

Weil die Compression in dem Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinder bei demselben Spannungsgefälle vor sich geht, wie die Expansion, so ist unter Beachtung der Beziehungen A):

$$\nu_1\,p_i'=p\,\frac{l_1}{l}\,\text{logn.}\,\frac{p}{p_1}$$

$$\nu_2\,p_i''=\nu_2\,p_1\,X_1\,\text{logn.}\,\frac{p_1}{p_2}=p\,\frac{l_1}{l}\,\text{logn.}\,\frac{p_1}{p_2}$$

Für den Niederdruck-Cylinder ergibt sich aber, wie leicht abzuleiten ist,

$$p_i''' = p \frac{l_1}{l} \left(1 + \text{logn.} \frac{p_2}{p_e}\right) + p_2\, m \left(1 - \text{logn.} \frac{p_e}{p'}\right) - p' (1 + m)$$

somit erhält man durch Summierung dieser drei Größen

$$p_i = p \frac{l_1}{l} \left(1 + \text{logn.} \frac{p}{p_e}\right) + p_2\, m \left(1 - \text{logn.} \frac{p_e}{p'}\right) - p' (1 + m) \; . \quad . \text{C)}$$

Insofern unter p_2 die Expansions-Endspannung in dem vorletzten Cylinder verstanden wird, hat die Gl. C) unter den gemachten Voraussetzungen allgemeine Gültigkeit, sie gilt sowie für Dreicylinder-Maschinen, auch für Vier- und Mehrcylinder-Maschinen, aber auch für Zweicylinder-Maschinen.

Bei unvollständiger, bezw. nur partieller Heizung (jedenfalls des Hochdruck-Cylinders) sind die beiden Überströmungsspalten infolge der bei dem Übertritte des Dampfes aus dem einen in den anderen Cylinder stattfindenden Abkühlung bedeutend größer, als in dem vorbesprochenen Falle der durchgreifenden Heizung, und es liegt in dem rankinisierten Diagramme die Expansionscurve des Mitteldruck- und des Niederdruck-Cylinders stets unter der Mariotteschen Vergleichungscurve. Durch Einführung eines nach den einwirkenden Umständen (hauptsächlich nach der Art der Heizung) passend gewählten Spannungsverminderungs-Grades für die in dem Mitteldruck- und in dem Niederdruck-Cylinder zur Wirkung kommenden Füllungsspannungen kann auch für solche Fälle die indicierte Spannung nach dem früheren Vorgange verhältnismäßig einfach und den tatsächlichen Verhältnissen entsprechend bestimmt werden. Wird der Spannungs-Verminderungsgrad α (< 1) für den Mitteldruck- und für den Niederdruck-Cylinder gleich groß angenommen, d. h. wird angenommen, daß die infolge der Abkühlung bei dem Übertritt hervorgerufenen Spannungsverluste proportional den Füllungsspannungen sind, so gelangt man an der Hand des Diagramms Fig. 23 zu dem folgenden Ausdrucke für die indicierte Spannung:

$$p_i = p \frac{l_1}{l} \left(\alpha^2 + \text{logn.} \frac{p}{p_1} + \alpha\, \text{logn.} \frac{p_1}{p_2} + \alpha^2\, \text{logn.} \frac{p_2}{p_e}\right) + \alpha^2\, p_2\, m \left(1 - \text{logn.} \frac{\alpha^2 p_e}{p'}\right) - p' (1 + m) \; . \quad . \text{D)}$$

in welchen Ausdruck wie zuvor laut B) einzusetzen ist

$$p_1 = \frac{p \left(\frac{l_1}{l} \frac{1}{\nu_1} + m'\right)}{1 + m'}$$

$$p_2 = \frac{p \frac{l_1}{l} \frac{1}{\nu_2} + p_1\, m''}{1 + m''}$$

$$p_e = \frac{p \frac{l_1}{l} + p_2\, m}{1 + m}$$

Diesem gemäß behalten die drei Spannungen p_1, p_2 und p_e die Werte aus dem vorhergehenden Falle der durchgreifenden Heizung. Die tatsächlichen Expansions-Endspannungen und nachherigen Einströmungs-Spannungen in den einzelnen Cylindern gestalten sich aber bei nur partieller Heizung (etwa bloß des Hochdruck-Cylinders) nach Fig. 23 wie folgt:

p_1 die Expansions-Endspannung im Hochdruck-Cylinder;

$\left.\begin{array}{l}\alpha p_1 \text{ die Einströmungs-Spannung} \\ \alpha p_2 \text{ die Expansions-Endspannung}\end{array}\right\}$ im Mitteldruck-Cylinder;

$\left.\begin{array}{l}\alpha^2 p_2 \text{ die Einströmungs-Spannung} \\ \alpha^2 p_e \text{ die Expansions-Endspannung}\end{array}\right\}$ im Niederdruck-Cylinder;

Wie bereits erwähnt, ist das Vorhergehende auch für die Zweicylinder-Maschinen wohl anwendbar. Die Ausdrücke C) und D) für die indicierte Spannung gestalten sich diesfalls wie folgt:

erstlich für vorzügliche Zweicylinder-Maschinen mit durchgreifender Heizung der Cylinder und der Receiver mit frischem Kesseldampfe

$$p_i = p\,\frac{l_1}{l}\left(1 + \text{logn.}\,\frac{p}{p_e}\right) + p_1\,m\left(1 - \text{logn.}\,\frac{p_e}{p'}\right) - p'\,(1+m) \quad . \quad . \quad C')$$

$$\text{hierbei } p_1 = \frac{p\left(\frac{l_1}{l}\cdot\frac{1}{\nu_1} + m'\right)}{1 + m'}$$

$$\text{und (da } p_2 \text{ in } p_1 \text{ übergeht) } p_e = \frac{p\,\frac{l_1}{l} + p_1 m}{1 + m}$$

zweitens für Zweicylinder-Maschinen mit unvollständiger (partieller) Heizung (etwa bloß des Hochdruck-Cylinders)

$$p_i = p\,\frac{l_1}{l}\left(\alpha + \text{logn.}\,\frac{p}{p_1} + \alpha\,\text{logn.}\,\frac{p_1}{p_e}\right) + \alpha\,p_1\,m\left(1 - \text{logn.}\,\frac{\alpha\,p_e}{p'}\right) - p'\,(1+m) \quad . \; D')$$

mit denselben oben angegebenen Werten von p_1 und p_e.

In den nachfolgenden Tabellen sind die Resultate obiger Formeln sowohl für Zweicylinder-Maschinen (mit Condensation und mit Auspuff), als auch für Dreicylinder-Condensations-Maschinen unter der Annahme passender Durchschnittswerte für die Cylinder-Volumenverhältnisse, 4 % schädliche Räume und zwar mit

$p' = 1{,}15$ Atm. bei Auspuff-Maschinen und

$p' = 0{,}2$ Atm. bei Condensations-Maschinen

angegeben. Soweit man aus dem vorhandenen Versuchsmateriale schließen kann, darf man den Spannungs-Verminderungsgrad α*) für Maschinen mit unvollständiger Heizung im Mittel bewerten:

$\alpha = 0{,}86$ bei den Zweicylinder-Maschinen und

$\alpha = 0{,}90$ bei den Dreicylinder-Maschinen,

welche Werte für die Bestimmung von p_i in Rechnung genommen wurden.

*) Dieser Spannungsverminderungsgrad α ist mit jenem ζ in § 39 nicht zu verwechseln; durch ζ wird nur dem Spannungsverluste bei dem Dampfübertritte (durch Reibung und Abkühlung) Rechnung getragen, und ist nebenbei die geringere Expansionswirkung des übertretenen Dampfes bei mangelnder Cylinderheizung anderweitig berücksichtigt; bei den Dreicylinder-Maschinen betrifft ferner ζ den summarischen (concentrierten) Spannungsverlust während der beiden Dampfübertritte. Hingegen wird hier durch α den beiden genannten Momenten zugleich Rechnung getragen, und bei den Dreicylinder-Maschinen betrifft α jeden der beiden Dampfübertritte an und für sich.

Werte der indicierten Spannungen p_i vorzüglicher Mehrcylinder-Maschinen mit vollkommener Compression.

A. Bei partieller Heizung (jedenfalls des Hochdruck-Cylinders).

a) Zweicylinder-Condensator-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**
$p = 5$	2,316	2,049	1,713	1,514	1,287	1,083	0,971	0,851	0,724	—
$5\frac{1}{2}$	2,542	2,253	1,890	1,674	1,428	1,205	1,082	0,952	0,814	—
6	2,767	2,458	2,068	1,835	1,568	1,327	1,194	1,053	0,904	0,738
$6\frac{1}{2}$	2,972	2,648	2,234	1,986	1,702	1,444	1,302	1,151	0,989	0,812
7	3,177	2,837	2,401	2,137	1,836	1,561	1,410	1,248	1,075	0,886
$7\frac{1}{2}$	3,382	3,026	2,567	2,289	1,969	1,678	1,517	1,345	1,161	0,959
8	3,587	3,215	2,733	2,440	2,103	1,795	1,625	1,443	1,246	1,033
$8\frac{1}{2}$	3,784	3,398	2,895	2,587	2,234	1,909	1,730	1,538	1,331	1,105
9	3,981	3,581	3,056	2,735	2,364	2,023	1,836	1,634	1,416	1,178
$9\frac{1}{2}$	4,178	3,764	3,218	2,882	2,495	2,138	1,941	1,730	1,501	1,251
10	4,374	3,946	3,379	3,030	2,625	2,252	2,047	1,825	1,585	1,324

b) Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**0,125**	**0,10**	**0,08**
$p = 8$	3,101	2,620	2,031	1,687	1,299	—
$8\frac{1}{2}$	3,343	2,838	2,219	1,856	1,447	—
9	3,585	3,056	2,407	2,025	1,595	—
$9\frac{1}{2}$	3,827	3,275	2,595	2,194	1,743	—
10	4,069	3,493	2,782	2,363	1,890	1,465
11	—	3,910	3,145	2,691	2,179	1,716
12	—	4,328	3,507	3,020	2,467	1,967

c) Dreicylinder-Condensator-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l} =$	**0,10**	**0,08**	**0,07**	**0,06**	**0,05**	**0,04**	**0,03**	**0,025**
$p = 8$	2,032	1,736	1,573	1,398	1,207	1,000	0,771	—
$8\frac{1}{2}$	2,158	1,847	1,675	1,490	1,289	1,071	0,829	—
9	2,284	1,958	1,777	1,582	1,371	1,141	0,887	—
$9\frac{1}{2}$	2,410	2,068	1,879	1,674	1,454	1,212	0,944	—
10	2,536	2,179	1,981	1,767	1,536	1,283	1,002	0,849
11	—	2,399	2,184	1,951	1,699	1,424	1,117	0,950
12	—	2,619	2,386	2,135	1,863	1,564	1,232	1,051
13	—	2,839	2,589	2,319	2,026	1,705	1,347	1,152
14	—	3,058	2,792	2,504	2,190	1,846	1,462	1,252

Werte der indicierten Spannung p_i vorzüglicher Mehrcylinder-Maschinen mit vollkommener Compression.

B. Bei durchgreifender Heizung der Cylinder und Receiver.

a) Zweicylinder-Condensator-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 5	2,602	2,282	1,893	1,667	1,413	1,186	1,063	0,931	0,792	—
5 1/2	2,861	2,514	2,091	1,845	1,568	1,320	1,185	1,042	0,889	—
6	3,120	2,746	2,290	2,023	1,723	1,454	1,308	1,152	0,986	0,807
6 1/2	3,359	2,964	2,478	2,193	1,872	1,583	1,426	1,259	1,080	0,888
7	3,599	3,181	2,666	2,363	2,021	1,712	1,545	1,366	1,175	0,968
7 1/2	3,839	3,399	2,854	2,533	2,169	1,842	1,663	1,473	1,269	1,049
8	4,079	3,617	3,042	2,703	2,318	1,971	1,782	1,580	1,364	1,130
8 1/2	4,309	3,827	3,225	2,868	2,463	2,098	1,898	1,685	1,456	1,209
9	4,539	4,037	3,407	3,033	2,608	2,224	2,014	1,789	1,549	1,288
9 1/2	4,769	4,247	3,590	3,199	2,753	2,351	2,130	1,894	1,641	1,367
10	4,999	4,457	3,773	3,364	2,898	2,477	2,246	1,999	1,734	1,446

b) Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08
p = 8	3,563	2,997	2,323	1,935	1,504	—
8 1/2	3,842	3,246	2,534	2,124	1,668	—
9	4,122	3,494	2,745	2,313	1,832	—
9 1/2	4,401	3,743	2,956	2,502	1,996	—
10	4,681	3,992	3,167	2,691	2,159	1,686
11	—	4,476	3,581	3,061	2,482	1,966
12	-	4,959	3,994	3,432	2,805	2,245

c) Dreicylinder-Condensator-Maschinen.

reduc. Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,025
p = 8	2,363	2,005	1,810	1,602	1,380	1,141	0,879	—
8 1/2	2,515	2,136	1,930	1,711	1,476	1,222	0,945	—
9	2,666	2,268	2,051	1,819	1,571	1,304	1,011	—
9 1/2	2,818	2,399	2,171	1,927	1,667	1,385	1,077	—
10	2,970	2,531	2,291	2,036	1,762	1,467	1,143	0,968
11	—	2,789	2,528	2,249	1,951	1,628	1,273	1,082
12	—	3,048	2,765	2,463	2,139	1,789	1,404	1,196
13	—	3,307	3,002	2,677	2,328	1,950	1,534	1,310
14	—	3,565	3,239	2,890	2,516	2,111	1,665	1,424

IV. ABSCHNITT.

Ableitung der Relationen für die Ausmittlungen bei Dampfmaschinen einschließlich des Dampf-Consums.

Dieser vorwiegend theoretische Abschnitt ist gleichwohl auch für die eigentliche Anwendung behufs eingehenderen Verständnisses zu beachten, weshalb hierin einiges aus dem Vorhergehenden recapituliert wird, so daß namentlich § 45 und § 46 gewissermaßen einen kurzen Auszug aus dem II. und III. Abschnitt bildet, insoweit dies für diejenigen, die sich mit der eigentlichen Theorie nicht befassen wollen, angezeigt erscheint. (Die kleingedruckte Partie des § 52 darf hierbei nur flüchtig durchgeblickt werden.)

Die hier zur Sprache kommenden „Tabellen" (zum Theoretischen Teile) sind besonders und zwar mit fetten Ziffern paginiert und bei Berufungen sind die Seitenzahlen derselben ebenfalls fett gedruckt.

I. KAPITEL.

Bezeichnungen.

§ 44.

Die nachfolgend zusammengestellten Bezeichnungen sind der Übersichtlichkeit halber zum Teile aus dem Früheren recapituliert. Die am Schlusse dieses § („Zusatz") in Kleindruck angeführten Bezeichnungen sind wohl für den Zweck des Verständnisses der „Theoretischen Tabellen" zur Kenntnis zu nehmen, brauchen jedoch behufs der eigentlichen practischen Anwendung nicht beachtet zu werden.

[𝔄 der atmosphärische Druck = 10 000 Kgr pro Qu.-Met., d. i. 1 Kgr. pro Qu.-Ctm. für die „metrische" oder „neue" Atmosphäre, welche bei den folgenden numerischen Daten ausschließlich in Betracht kommt;]

p_0 die absolute Kesselspannung in Atmosphären;

p die (mittlere) absolute Admissions-Spannung in Atmosphären;

p_2 die absolute Admissions-Endspannung (zugleich Expansions-Anfangsspannung) in Atmosphären;

ϑ die Größe der Droßlung in dem Sinne, daß $p_2 = (1 - \vartheta)\, p$;

p' die (mittlere) absolute Emissions-(Ausströmungs-)Spannung in Atmosphären:

O die wirksame Kolbenfläche (mit Beachtung des Kolbenstangen-Querschnittes) in Quadrat-Metern;

D der Kolbendurchmesser in Meter;

l der Kolbenhub in Meter;

l_1 der Kolbenweg im Momente der Absperrung auf der Admissionsseite, also

$\frac{l_1}{l}$ das Füllungsverhältnis oder schlechtweg die „Füllung"; in analoger Weise:

l_3 der Kolbenweg im Momente der Absperrung auf der Emissionsseite, also

$\frac{l_3}{l}$ das Emissions- oder Ausströmungs-Verhältnis, durch welches insbesondere der Compressionsgrad bedingt wird.

Bei den Zweicylinder-Maschinen (Woolf- und Compound-Maschinen, welche hier stets und ausschließlich mit rechtzeitiger Absperrung des Expansions-Cylinders behufs möglichster Vermeidung des Spannungsabfalls, also mit „Doppelsteuerung" gemeint sind) beziehen sich O, D, l auf den Expansions-Cylinder und bezeichnen O', D', l' die gleichartigen Größen für den Hochdruck-Cylinder. Es ist ferner:

$v = O' l'$ (Volumen des Hochdruck-Cylinders);
$V = O\,l$ (Volumen des Expansions-Cylinders);
$\nu = \frac{v}{V}$ das Cylinder-Volumenverhältnis;

$\frac{l_1'}{l'}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders;

$\frac{l_1}{l}$ die (auf den Expansions-Cylinder) „reducierte", dem totalen (nominellen) Expansionsgrade entsprechende Füllung, derart, daß

$$\frac{l_1}{l} = \frac{l_1'}{l'} \cdot \frac{v}{V};$$

X die wirkliche (mit Rücksicht auf die Vermeidung des Spannungsabfalls bemessene) Füllung des Expansions-Cylinders;
$R = r\,V$ das Receiver-Volumen.

Bei den Dreicylinder-Maschinen betreffen in gleicher Weise O, D, l den Niederdruck-Cylinder, O', D', l' den Hochdruck-Cylinder.

Es ist ferner:

$V = O\,l$ das Volumen des Niederdruck-Cylinders,
$v_1 = \nu_1 V$ „ „ „ Hochdruck- „ ,
$v_2 = \nu_2 V$ „ „ „ Mitteldruck- „ ;
$R_1 = r_1 V$ das Volumen des 1. Receivers (zwischen v_1 und v_2),
$R_2 = r_2 V$ „ „ „ 2. „ (zwischen v_2 und V);
$\frac{l_1}{l}$ die (auf den Niederdruck-Cylinder) „reducierte" Füllung;
$\frac{l_1'}{l'}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders,
X_1 „ „ „ Mitteldruck- „ ,
X_2 „ „ „ Niederdruck- „ .

p_i die mittlere (indicierte) Spannungs-Differenz oder die indicierte Spannung;

f und f' die beiden Spannungs-Coëfficienten für die indicierte Spannung

$$p_i = f p - f' p',$$

also f der Coëfficient der Admissions-Spannung, f' jener der Emissions-Spannung, wobei f insbesondere von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ und f' von dem Ausströmungs-Verhältnisse $\frac{l_2}{l}$, d. i. von dem jeweiligen Compressionsgrade abhängt.

Bei den Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen bezeichnet p_i die (ideale) auf den Niederdruck-Cylinder bezogene „indicierte Spannung", d. h. die summarische auf diesen Cylinder reducierte mittlere Spannungs-Differenz von beiden, bezw. von allen drei Cylindern, und wird (ein entsprechendes Cylinder-Volumenverhältnis vorausgesetzt) ebenfalls mittels $p_i = f p - f' p'$ bestimmt.

n die Umgangs- oder Touren-Zahl (Doppelhubzahl) in der Minute;

c die (auf die Sekunde bezogene) mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter;

N_i die zu p_i gehörige indicierte Leistung (an dem Dampfkolben) bei der Kolbengeschwindigkeit c, und zwar in Pferdekräften à 75 Met.-Kgr., somit

$\frac{N_i}{c}$ die indicierte Leistung pro 1 Met. Kolbengeschwindigkeit (kurzweg die indicierte Leistung pro Meter);

N_n die Netto- oder Nutzleistung (an der Maschinenwelle) bei der Kolbengeschwindigkeit c (in Pferdekraft wie N_i), somit

$\frac{N_n}{c}$ die Netto- oder Nutzleistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit kurz die Nettoleistung pro Meter);

p_n die zu N_n gehörige Nutzspannung, d. i. diejenige ideale mittlere Dampf-Spannungs-Differenz, welche zur Erzielung der Leistung N_n an dem Dampfkolben (anstatt p_i) zu äußern wäre, wenn absolut keine passiven Widerstände (in welche übrigens bei Condensator-Maschinen auch der Widerstand der Luftpumpe und der etwa vorhandenen Kaltwasserpumpe einbezogen wird) vorhanden wären;

$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{p_n}{p_i}$ der (sogen. „indicierte") Wirkungsgrad der Dampfmaschine;

r_0 die auf den Kolben reducierte, dem Leergange entsprechende Widerstandsspannung (indicierte Spannung des Leerganges), bei Condensator-Maschinen mit Einschluß des Widerstandes der Luftpumpe und der etwaigen Kaltwasserpumpe;

N_0 die zu r_0 gehörige (indicierte) Leergangs-Leistung;

$\frac{N_0}{c}$ dieselbe pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit;

$N_i - N_0$ bezw. $\frac{N_i}{c} - \frac{N_0}{c}$ die durch den Indicator nachweisbare Leistungsdifferenz;

μ der Coëfficient der sogen. „zusätzlichen Reibung", so daß zu der Leergangs-Widerstandspannung r_0 bei der belasteten Maschine der Betrag μp_n additiv hinzukommt, daß also $p_n = p_i - (r_0 + \mu p_n)$;

m der Coëfficient für den schädlichen Raum, dessen absolute Größe $= m\,O\,l$;

σ das specifische Gewicht (pro Cub.-Met.) des Admissionsdampfes in Kgr. (zu p gehörig);

σ' das specifische Gewicht (pro Cub.-Met.) des Emissionsdampfes in Kgr. (zu p' gehörig);

Q' der nutzbare Dampfverbrauch, Q'' der Abkühlungsverlust, Q''' der Dampflässigkeitsverlust — pro Stunde in Kgr. (vorübergehend);

C_i' der nutzbare Dampfverbrauch, C_i'' der Abkühlungsverlust, C_i''' der Dampflässigkeitsverlust — pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.;

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ der summarische Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr. (in der Maschine allein, also abgesehen von dem Verluste in der Dampfl itung und von dem aus dem Kessel mitgerissenen Wasser);

$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i$ der summarische Dampf-Consum pro Netto-Pferdekraft und Stunde in Kgr. (in der Maschine allein, wie C_i).

Zusatz. Außer den die Absperrung betreffenden relativen Kolbenwegen $\frac{l_1}{l}$ (für die Einströmung) und $\frac{l_2}{l}$ (für die Ausströmung) kommen in den „Theoretischen Tabellen" noch die beiden relativen Kolbenwege vor, welche die beiderseitige Eröffnung betreffen, und zwar:

$\frac{l_3}{l}$ für die Vor-Ausströmung (auf der Admissionsseite) und

$\frac{l_4}{l}$ für die Vor-Einströmung (Gegendampf, auf der Emissionsseite).

Ferner erscheinen daselbst (hauptsächlich zur Darlegung der Dampfverteilung und Dampfwirkung bei der Coulissen-Steuerung):

δ der Voreilwinkel } des Verteilungs-Excenters;
ϱ die Excentricität }
e die äußere, i die innere Deckung;
v_e das äußere, v_i das innere lineare Voreilen;
δ_i der ideale Voreilwinkel und
ϱ_i die ideale Excentricität, beide durch die Verstellung des Gleitstückes in der Coulisse herbeigeführt und im Zeunerschen Diagramme wirklich erscheinend;
ξ der Schieberweg (aus der Mittellage) und
ξ_0 der Anfangswert desselben (bei dem Hubwechsel);
ε der (wahre) Expansionsgrad;
ε_1 der (wahre) Compressionsgrad;
p_m die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung,
f_m und f'_m die beiden Coëfficienten hierfür derart, daß $p_m = f_m p + f'_m p'$
p_v die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung,
f_v und f'_v die beiden Coëfficienten hierfür derart, daß $p_v = f_v p' + f'_v p$.

Hierbei ist einerseits $p_i = p_m - p_v$, andererseits nach obigem $p_i = fp - f'p'$, woraus sich ergibt:

$$f = f_m - f'_v \text{ und } f' = f_v - f'_m$$

Note. Die hier angeführten „Bezeichnungen" weichen von jenen der vorangehenden theoretischen Abschnitte nur darin ab, daß hier (und in den Tabellen) die absoluten Receiver-Volumina mit R_1 und R_2 (anstatt mit r_1 und r_2) bezeichnet sind.

2. KAPITEL.

Relationen, welche die Leistung der Dampfmaschinen betreffen.

Bemerkung. In diesem Kapitel werden nebenbei einerseits die aus der vorangehenden Theorie gefolgerten „Theoretischen Tabellen" S. 3 bis 19 besprochen, andererseits wird die Entstehung der „Tabellen für die Anwendung" S. 21 bis 83 im wesentlichen erklärt.

§ 45.

Die indicierte Spannung bei den Eincylinder-Maschinen.

Gemäß dem Vorausgegangenen kann die indicierte Spannung, d. i. die mittlere Spannungsdifferenz zu beiden Seiten des Kolbens bei einer jeden Maschinengattung durch den Ausdruck

$$p_i = fp - f'p' \quad . \quad . \quad . \quad 69)$$

dargestellt werden.

Hierbei ist f insbesondere von der Füllung $\frac{l_1}{l}$, resp. von dem betreffenden Expansionsgrade, und f' insbesondere von dem Ausströmungsverhältnisse $\frac{l_2}{l}$, resp. von dem jeweiligen Compressionsgrade abhängig.

Bei der Coulissen-Steuerung wird durch jede besondere Stellung des Gleitstückes in der Coulisse eine besondere Füllung $\frac{l_1}{l}$ (von der ganzen bis zu derjenigen Füllung herab, welche der Mittellage des Gleitstückes, als dem Nullpunkte der Coulisse entspricht und gewöhnlich $0{,}07$ bis $0{,}1$ beträgt) herbeigeführt, wobei das Ausströmungsverhältnis $\frac{l_2}{l}$ (zugleich mit den relativen Kolbenwegen, welche die Vorausströmung und die Voreinströmung betreffen) stets auch einen besonderen zu $\frac{l_1}{l}$ gehörigen Wert annimmt.

Das Gesetz dieser Zusammengehörigkeit variiert zwar einigermaßen bei den Coulissen verschiedener Art, diese Variation übt jedoch auf die Größe der Gesamt-Dampfwirkung (bei einer gewissen Füllung) keinen so erheblichen Einfluß, daß sich die betreffenden Specialisierungen für die verschiedenen Coulissen-Arten verlohnen würden. Es empfiehlt sich vielmehr, hierbei nur eine und zwar diejenige Coulisse zum Anhaltspunkte zu nehmen, welche beiläufig die mittlere Dampfverteilung bewerkstelligt, nämlich eine solche für

constantes lineares Voreilen, d. i. die Coulisse von Gooch oder dergl., da diese eine mittlere Dampfverteilung zwischen der Stephensonschen Coulisse einerseits mit offenen, andererseits mit gekreuzten Excenterstangen bewirkt; das (übrigens mit Recht beliebte) constante lineare Voreilen gibt überdies jede Coulisse mit verhältnismäßig sehr großen (unendlichen) Stangenlängen.

Inwiefern bei der Coulissensteuerung auf die Größe der Gesamtdampfwirkung der Voreilwinkel (δ) und die Größe des linearen äußeren Voreilens (v_e) von Einfluß ist, kann aus den Theoretischen Tabellen B, 1 und 2 (S. 4 und 5) ersehen werden, in welchen für zwei übliche äußerste Werte des Voreilwinkels $\delta = 30°$ und $20°$) und jedesmal einerseits für ein großes, andererseits für ein kleines (äußeres) lineares Voreilen ($v_e = \frac{1}{10}$ resp. $\frac{1}{20}\,\varrho$) die für die Dampfverteilung und Dampfwirkung maßgebenden Größen angegeben sind. Man sieht, daß bedeutendere Abweichungen insbesondere der Werte der Spannungs-Coëfficienten f und f' (welche in bezug auf die Dampfwirkung den Ausschlag geben) überhaupt nur in der Nähe des Nullpunktes der Coulisse sich einstellen, wovon bei dem currenten Betriebe ohnedies nicht Gebrauch gemacht wird. Es ist somit für die Anwendung gestattet, behufs der Ermittlung der Dampfwirkung bei verschiedenen durch die Coulisse zu bewirkenden Füllungen einen Mittelwert sowohl des Voreilwinkels als auch des linearen Voreilens in Betracht zu ziehen.

Die Untersuchung der Dampfverteilung bei verschiedenen Coulissenarten und bei verschiedener Einrichtung einer Coulisse bezüglich des Voreilwinkels usw. bietet ein besonderes Interesse, gehört aber auf ein anderes Feld, auf jenes der eigentlichen Construction.

Die der Theoretischen Tabelle B vorangehende Theoretische Tabelle A ist eine Hilfstabelle sowohl für die erstere (B) als auch für die nachfolgenden Tabellen und ist an und für sich verständlich. (Siehe eventuell § 26.)

In der Theoretischen Tabelle C (S. 6) sind — eine Coulisse mit constantem linearem Voreilen vorausgesetzt — für einen mittelgroßen Voreilwinkel (25°) und für ein mittelgroßes lineares (äußeres) Voreilen ($0{,}073\,\varrho$, dabei $2\,\varrho$ der Maximal-Schieberhub) die für die Dampfverteilung und insbesondere für die Dampfwirkung maßgebenden Größen, zu den verschiedenen Füllungen $\frac{l_1}{l}$ gehörig, angegeben. Mit Hilfe der resultierenden Werte der Spannungs-Coëfficienten sind in der darauf folgenden Theoretischen Tabelle D die Werte der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung (p_m) und jene der mittleren (hinderlichen) Vorderdampfspannung (p_v) bei Maschinen mit Coulissen-Steuerung angesetzt. Durch Subtraction je zweier zusammengehöriger Werte von p_m und p_v (welche zugleich die mittlere Höhe der betreffenden oberen und unteren theoretischen Indicator-Curve darstellen) erhielte man die jedesmalige Größe der indicierten Spannung p_i, welche indes auch unmittelbar mittels $p_i = fp - f'p'$ bestimmt werden kann und betreffenden Orts in einer besonderen Tabelle für die eigentliche Anwendung numerisch angegeben ist.

Bei der Ermittlung der mittleren Spannungen p_m, p_v und p_i mittels der betreffenden Spannungs-Coëfficienten muß man indes berücksichtigen, daß die Emissionsspannung p' nicht bloß (nach Angabe der Note unterhalb der Theoretischen Tabelle C) mit der Admissionsspannung p wächst, sondern auch gegen den Nullpunkt der Coulisse hin (vermöge der gedrosselten Ausströmung) sich derartig ändert, daß am Nullpunkte eben $p_m = p_v$ und $fp = f'p'$, d. i. $p_i = 0$ wird. (Näheres hierüber enthält die vorangehende Theorie, § 27.)

Außer der eigentlichen Coulissensteuerung (wobei ein Schieber zugleich Einlaß- und Auslaßschieber ist, beziehungsweise bei Ventilsteuerung Einlaß- und Auslaßventil von demselben Excenter betätigt werden) kommen auch diejenigen Maschinen hier in Betracht, welche für die Einlaß-Organe (Schieber oder Ventile) und ebenso für die Auslaß-Organe besondere Excenter (sowohl für den Vorwärts- als für den Rückwärtsgang) und demgemäß auch eine besondere Einlaß-Coulisse nebst einer Auslaß-Coulisse besitzen. Dieselben werden hier als „Maschinen mit separater Einlaß-Coulisse" bezeichnet. Mittels der Einlaß-Coulisse werden die Einlaß-Organe auf eine beliebige Füllung gestellt, während die Auslaß-Organe beim Vorwärts- und Rückwärtsgange den vollen Hub machen und eine fast beliebig ungehinderte Ausströmung, resp. einen fast beliebigen Compressionsgrad (nur wenig abhängig von der Füllung) gestatten; das Gleitstück der Auslaß-Coulisse ist nämlich stets in einer der äußersten Lagen (für Vorwärts- oder Rückwärtsgang).

Diese Maschinengattung bildet ein Mittelglied zwischen den Maschinen mit der gewöhnlichen Coulissen-Steuerung (nach Gooch, Stephenson oder dergl.) und jenen mit einer eigentlichen Expansionssteuerung (nach Meyer, Corliß oder dergl.), steht aber in bezug auf die Dampfverteilung, Dampfwirkung und Dampfökonomie den eigentlichen Expansions-Maschinen bedeutend näher als den gewöhnlichen Coulissen-Maschinen. Bei einem fast beliebigen (nur wenig veränderlichen) Compressionsgrade muß man sich hierbei allerdings mit abnehmender Füllung (ähnlich wie bei der gewöhnlichen Coulissen-Steuerung) ein Zunehmen der Vor-Einströmung (Gegendampf) gefallen lassen, hingegen wird bei beliebiger Füllung die Vor-Ausströmung (was die Hauptsache ist) innerhalb entsprechender Grenzen gehalten.

In betreff des Näheren hierüber wird auf die vorangehende Theorie verwiesen. (§ 28 u. 29.)

Die Theoretische Tabelle E, S. **8** enthält die notwendigen Angaben zur Beurteilung der Dampfverteilung und Dampfwirkung bei Maschinen mit separater Einlaß-Coulisse, und zwar für zweierlei Einrichtung der betreffenden Steuerung. Die resultierenden Werte der Spannungs-Coëfficienten sind hier von der speciellen Einrichtung der Steuerung noch viel weniger beeinflußt, als bei der gewöhnlichen Coulissen-Steuerung, weshalb für die Anwendung (zu den numerischen Angaben der indicierten Spannung usw.) die Durchschnittswerte der Theoretischen Tabellen E, **1** und **2**, welche in der Theoretischen Tabelle E', S. **9** angesetzt sind, zum Anhaltspunkte genommen wurden.

Es erübrigen unter den Eincylinder-Maschinen jene mit der eigentlichen Expansions-Steuerung, d. h. mit selbständiger (die übrigen Phasen der Dampfverteilung nicht beeinflussender) Absperrung des Admissionsdampfes und infolgedessen mit constanten (von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ unabhängigen) Werten des Emissions-Spannungs-Coëfficienten f'.

Die Dampfverteilung und Dampfwirkung dieser Maschinen bei verschiedener Größe des schädlichen Raumes (m) und der Droßlung (ϑ) kann für die gewöhnlichen Fälle einer nur mäßigen, eventuell ganz mangelnden Droßlung (bis $\vartheta = 0{,}1$, d. h. bis $p_2 = 0{,}9\,p$) mittels der Theoretischen Tabelle F, S. **10**, für die Fälle einer starken Droßlung ($\vartheta = 0{,}1$ bis $0{,}3$, d. h. $p_2 = 0{,}9$ bis

$0{,}7\,p$) mittels der dortigen Anschluß-Tabelle S. 11 (zur Theoretischen Tabelle F) beurteilt werden, insolange die in Betracht gezogenen Maschinen nur mit der unvermeidlichen (unbedeutenden) Compression arbeiten.

Mittels dieser Theoretischen Tabelle F und ihrer Anschluß-Tabelle wird man für Maschinen von bestimmter Einrichtung (bezüglich der Steuerung etc.) in leichter Weise Untersuchungen über den Einfluß der Größe des schädlichen Raumes und der Droßlung anstellen können, indem man hiernach die indicierte Spannung $p_i = fp - f'p'$ festsetzt.

Für die eigentliche Anwendung handelt es sich bei der Dampfmaschinen-Ausmittlung im allgemeinen um specialisierte Angaben der indicierten Spannung p_i für die einzelnen Maschinengattungen. Für diesen Zweck wäre es gewiß zu umständlich und wohl auch überflüssig, die Größe des schädlichen Raumes und der Droßlung von vorneher streng zu bemessen; bei dergleichen Ausmittlungen ist doch meistens (insbesondere wenn es sich um eine erst herzustellende Maschine handelt) das Detail der Einrichtung noch gar nicht festgesetzt oder überhaupt außer Betracht liegend.

Um demnach eine nicht zu bewältigende Menge von Angaben zu vermeiden und vielmehr leicht übersichtliche Durchschnittsdaten für die Anwendung zu gewinnen, erübrigt nichts anderes, als gewisse und meist übliche Annahmen nicht bloß bezüglich der Dampfverteilung, sondern auch bezüglich der Größe der Droßlung, ja selbst des schädlichen Raumes zu machen; daß sodann durch eine größere Droßlung die Leistung geringer wird, daß ein kleiner schädlicher Raum überhaupt anzustreben ist usw., das und ähnliches wird einfach zur Kenntnis genommen und kann schließlich an der Hand der Theoretischen Tabelle F. nebst Anschluß-Tabelle durch Selbstberechnung von $p_i = fp - f'p'$ speciell untersucht werden.

Hingegen wird es sich für die Anwendung empfehlen, einen Unterschied bezüglich der Größe der Dampfwirkung (und späterhin auch bezüglich des Dampfconsums) nach anderer Richtung zu machen, vor allem bezüglich des Umstandes, ob man es mit einer Dampfhemd-Maschine oder aber mit einer solchen ohne Dampfhemd zu tun hat. In dieser Beziehung wird in dem Nachfolgenden der Grundsatz festgehalten, beziehungsweise die Annahme gemacht, daß unter gleichen Umständen (bei der gleichen mittleren Admissionsspannung und bei der gleichen Füllung) die Leistung der Dampfhemd-Maschine größer ist als die Leistung einer Maschine ohne Hemd. Um nun nicht für jede dieser beiden Maschinen-Kategorien ein besonderes Expansions-Gesetz eruieren und anwenden zu müssen, d. h. um eine allzugroße Complication in den theoretischen Untersuchungen zu vermeiden, wurde behufs der numerischen Feststellung der Werte der indicierten Spannung p_i für Maschinen ohne und mit Dampfhemd (sowohl mit Auspuff, als auch mit Condensation) unter den verschiedenen auf dem einfachen Mariotteschen Gesetze beruhenden Werten des Spannungs-Coëfficienten f in der Theoretischen Tabelle F eine entsprechende Wahl getroffen. (Näheres hierüber findet sich auf S. 77 und 78.) Weil indessen die Größe des schädlichen Raumes auf die Größe der Expansionswirkung bei sehr kleinen Füllungen einen doch namhaften Einfluß ausübt, so sind den betreffenden „Tabellen für die Anwendung", welche die Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung betreffen, für die kleinen Füllungen bei kleinerem (als dem gewöhnlichen) schädlichen Raume besondere Angaben über die indicierte Spannung beigeschlossen.

Wenn nun bei den Maschinen mit Expansions-Steuerung (gleichgültig ob mit Auspuff oder mit Condensation) eine höhere als die unvermeidliche Compression zur Anwendung gebracht wird, was innerhalb entsprechender Grenzen aus Rücksicht sowohl für einen ruhigen Maschinengang als auch für die Dampfökonomie von entschiedenem Vorteile ist, so nimmt das Ausströmungsverhältnis $\frac{l_2}{l}$ entsprechend kleinere und zwar (bei einer gewissen Größe des schädlichen Raumes) desto kleinere Werte an, je höher die Spannung ist, bis zu welcher man den Emissionsdampf comprimiert. Da die übrigen Phasen der Dampfverteilung hierbei zweckmäßigerweise unberührt bleiben, so ändert sich hiermit in der Relation $p_i = fp - f'p'$ lediglich nur f', behält jedoch bei allen Füllungen den gleichen Wert. Diejenigen Werte von f', welche den verschiedenen Größen von $\frac{l_2}{l}$ auf Grundlage des einfachen Mariotteschen Gesetzes entsprechen, sind außer den betreffenden Compressionsgraden ε_1 und Compressions-Endspannungen p_c in der Theoretischen Tabelle F', S. **12** angegeben. Diese Angaben werden insbesondere für Auspuff-Maschinen ohne Dampfhemd in Anwendung gebracht. Für solche mit Hemd, dann für die Condens.-Maschinen ohne und mit Hemd wurde zur Ermittlung der Compressionswirkung auf Grund betreffender Beobachtungen ein von dem einfachen Mariotteschen Gesetze ($PV =$ Const.) etwas abweichendes Gesetz $PV^k =$ Const. (wobei k von der Einheit einigermaßen verschieden ist) als gültig angenommen.

In der Theoretischen Tabelle F'' S. **13** sind unter 1, 2 und 3 die betreffenden Berechnungsresultate für $k = 0{,}9$, dann $k = 1{,}1$ und $1{,}2$ analog mit der Theoretischen Tabelle F' zusammengestellt, wobei stets angegeben ist, für welche Maschinengattung die betr. Angaben weiterhin als gültig angenommen werden. Mittels der beiden Theoretischen Tabellen F' und F'' lassen sich die Werte von f' und $\frac{l_2}{l}$ feststellen, wenn es sich darum handelt, die Compression bis zu einer gewissen Endspannung p_c (etwa nahe gleich der Gegendampfspannung resp. nahe der Admissionsspannung p) einzurichten. Die betreffenden aus Tabelle F' und F'' abgeleiteten Angaben sind unterhalb der Theoretischen Tabelle F', S. **12**, für die einzelnen Maschinengattungen in Kleindruck übersichtlich zusammengestellt.

Gemäß dieser Zusammenstellung gehört (bei einer gewissen Maschinengattung und bei einer gewissen Größe des schädlichen Raumes) zu jedem Werte von p_c (eventuell von p) ein bestimmter Wert von f' und somit auch von $f'p'$; die indicierte Spannung $p_i = fp - f'p'$ wird hiermit bei allen Füllungen um einen gewissen Anteil kleiner, als in dem Falle, wenn keine (namhafte) Compression vorhanden, d. h. wenn f' nahe $= 1$ wäre. Es können sonach zu den numerischen Angaben über die indicierte Spannung ohne weiteres diejenigen subtractiven Daten der Reihe nach (zu den einzelnen Werten von p_c gehörig) hinzugesetzt werden, welche bei der Compression bis zu dieser Spannung p_c in Betracht kommen, d. h. von dem angesetzten Betrage der indicierten Spannung bei beliebiger Füllung abzuziehen sind. Die betreffenden „Tabellen für die Anwendung", welche diese subtractiven Daten wirklich enthalten, werden hiermit ebenso für Maschinen ohne (namhafte) Compression, wie für solche mit Compression bis zu einer beliebigen Spannung (eventuell bis nahe zur Gegendampfspannung) ohne Anstand zu benutzen sein.

§ 46.

Indicierte Spannung und Cylinder-Volumenverhältnisse der Mehrcylinder-Maschinen (Verbund-Maschinen).

Über die Motive der Anwendung zunächst der Zweicylinder- (Zweiverbund-) Maschinen siehe § 34.

Von den Mehrcylinder- oder Verbund-Maschinen (im allgemeinen) werden hier nur die Zweicylinder- (Zweiverbund-) und die Dreicylinder- (Dreiverbund-) Maschinen in Betracht gezogen, weil die (vereinzelt bereits verwirklichte) Anwendung von Viercylinder- (Vierverbund-) Maschinen mit viermaliger Expansion für den gegenwärtigen (und nächstzukünftigen) Stand der Maschinentechnik als „des Guten zu viel" zu erachten sein dürfte (siehe S. 117).

Bei einer Mehrcylinder- oder Verbundmaschine ist (behufs Verteilung der gewünschten hohen Expansion auf zwei oder drei Dampfcylinder) einem Hauptcylinder, dem sog. Expansions- oder Niederdruck-Cylinder, ein, oder aber es sind zwei Dampfcylinder als Hilfscylinder vorgelegt; das in den kleinsten Cylinder, den sog. Hochdruck-Cylinder tretende Admissions-Volumen, welches schließlich in den Niederdruck-Cylinder expandiert, würde, wenn es in diesen Cylinder direct treten würde, hierin einen Anteil l_1 des Hubes l einnehmen; es ist sonach $\frac{l_1}{l}$ das Verhältnis des Admissions-Volumens zu dem totalen Expansions-Volumen oder aber die auf den Niederdruck-Cylinder, als den Haupt-Cylinder reducierte Füllung, kurz gesagt: die „reducierte Füllung".

Mit Rücksicht auf das Gesagte läßt sich die indicierte Spannung p_i einer Mehrcylinder-Maschine auf den Niederdruck-Cylinder (als allein vorhanden gedachten Dampfcylinder) beziehen, und sonach, wie bei einer Eincylinder-Maschine in der Form entwickeln:

$$p_i = fp - f'p' \text{ (siehe 69, S. 153),}$$

wobei der Coëfficient f der Admissions-Spannung p von der „reducierten" Füllung $\frac{l_1}{l}$ in einer ähnlichen (jedoch entsprechend modificierten) Weise abhängt, wie bei einer Eincylinder-Maschine der gleich bezeichnete Spannungs-Coëfficient f von der wirklichen Füllung $\frac{l_1}{l}$. (Der Coëfficient f' der Emissionsspannung p' wird von jenem einer Eincylinder-Maschine — eine correcte Expansions-Steuerung vorausgesetzt — fast gar nicht verschieden sein.)

Die erwähnte Modification des Coëfficienten f bei der betreffenden theoretischen Entwicklung wird insbesondere zwei Rücksichten Rechnung zu tragen haben, nämlich dem unvermeidlichen Spannungsverluste bei dem Dampfübertritte aus dem einen in den andern Dampfcylinder und der eventuellen Abkühlung des übertretenden Dampfes, welche letztere durch die Heizung des Übertritts-Raumes (Zwischenkammer, Receiver) großenteils oder ganz paralysiert werden kann.

Außerdem ist selbstverständlich zu unterscheiden, ob außer dem Hochdruck-Cylinder (welcher aus später anzuführendem Grunde unter allen Umständen mit einem Dampfhemde versehen sein soll und hier stets so vorausgesetzt wird) auch die übrigen Cylinder mit Kesseldampf geheizt sind oder nicht.

Außerdem wird hier stets vorausgesetzt, daß ein Spannungsabfall bei dem Dampfübertritte in einen nachfolgenden Cylinder infolge der ungleichen Spannung des übertretenden Dampfes einerseits und des in dem Übertrittsraume enthaltenen Dampfes andererseits — unter allen Umständen vermieden werde; dieses geschieht durch die rechtzeitige Absperrung des Dampfes in dem betreffenden „nachfolgenden“ Cylinder, also bei den Zweicylinder-Maschinen in dem Expansions- oder Niederdruckcylinder, welcher zu diesem Zwecke stets auf eine bestimmte Füllung (X) eingerichtet werden muß, — im Gegensatze zu den Woolfschen Maschinen älteren Systems, welche mit der ganzen Füllung ($X = 1$) des Niederdruck-Cylinders und demgemäß auch mit einem großen Spannungsabfall bei dem Dampfübertritte arbeiteten. Bei den Dreicylinder-Maschinen muß behufs Vermeidung des Spannungsabfalles sowohl der Mitteldruck-Cylinder als auch der Niederdruck-Cylinder eine entsprechende Füllung (bezw. X_1 und X_2) erhalten; über die Bemessung der Füllungen X, X_1 und X_2 werden betreffenden Orts die Angaben folgen.

Da indes der Coëfficient f außer von den vorher bezeichneten Umständen auch noch von der Größe der Cylinder-Volumenverhältnisse unumgänglicherweise beeinflußt wird, so würde es gar zu weit führen, wenn man in betreff der für die Anwendung zu entwickelnden Werte von f alle möglichen Modalitäten (bezüglich der Heizung oder nicht Heizung der einzelnen Cylinder und der Receiver) in Betracht ziehen wollte. Es werden demnach in dem Nachfolgenden bloß unterschieden:

a) Maschinen **ohne** Heizung der Receiver (stillschweigend ein Dampfhemd nur bei dem Hochdruck-Cylinder vorausgesetzt);

b) Maschinen **mit** (ausgiebiger) Heizung der Receiver (stillschweigend ein Dampfhemd an jedem der vorhandenen Dampfcylinder vorausgesetzt).

In diesem Sinne sind die in der Theoretischen Tabelle G, S. **14** für die Zweicylinder-Maschinen und die in der Theoretischen Tabelle H, Z. **15** angegebenen Werte der Spannungs-Coëfficienten f beiläufig aufzufassen.

In der Anwendung wird man aber häufig von den Mittelwerten der für die beiden Fälle a) und b) angegebenen Coëfficienten, und zwar dann Gebrauch machen, wenn man die Receiver nicht durchgreifend (mittels eines Röhrensystems), sondern nur äußerlich (dampfhemdartig) heizt und dabei (unter allen Umständen) den Hochdruck-Cylinder — bei den Dreicylinder-Maschinen auch den Mitteldruck-Cylinder — mit einem Dampfhemde versieht, von dem Dampfhemde des Niederdruck-Cylinders aber eventuell abstrahiert. Es wird späterhin (bei der Ausmittlung der Dampfverluste) zum Vorschein kommen, daß einerseits das Dampfhemd am Hochdruck-Cylinder nie fehlen sollte, daß aber andererseits von der durchgreifenden Heizung der Receiver ohne einen wesentlichen Schaden und unter Umständen sogar mit Vorteil abgesehen werden kann, und daß eine bloß äußerliche (dampfhemdartige) Heizung der Receiver mit Recht vorzuziehen ist.

Hiernach ist bei der Angabe der fertigen Werte der indicierten Spannungen p_i in den „Tabellen für die Anwendung“ die Unterscheidung: a) **ohne** Heizung, b) **mit** (durchgreifender) Heizung, und (im Mittel zwischen diesen beiden Voraussetzungen) c) mit bloß ä u ß e r l i c h e r Heizung der Receiver aufzufassen.

Bei den Zweicylinder-Auspuff- und Dreicylinder-Condensator-Maschinen wurden nur die mittleren Angaben c) (für bloß äußerliche Heizung) angesetzt, welche für einen der Fälle a) oder b) eine Verminderung oder Vergrößerung von p_i um die betreffenden Orts angegebenen Procente zu erfahren haben.

In den sämtlichen Tabellen über die indicierte Spannung sind die subtractiven Angaben für die (jedenfalls empfehlenswerte) Compression in beiden bezw. in allen drei Cylindern bis beinahe zu der betreffenden Eintritts- (resp. Gegendampf-) Spannung hinzugefügt.

Bei den Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen beschäftigt sich die Theorie in dem vorangehenden III. Abschnitte außer mit der Bestimmung der (auf den Niederdruck-Cylinder als Hauptcylinder bezogen) indicierten Spannung p_i auch noch mit den Bedingungen für die Vermeidung des Spannungsabfalles beim Dampfübertritte, bezw. mit der Bestimmung der hierfür maßgebenden Füllung des Niederdruck-Cylinders und bei den Dreicylinder-Maschinen auch jener des Mitteldruck-Cylinders, dann mit der Feststellung der (abermals auf den Hauptcylinder bezogenen) Cylinder-Volumenverhältnisse, und zwar werden in Betracht gezogen:

A) bei den Zweicylinder-Maschinen das Verhältnis $\nu = v : V$ des Volumens v des Hochdruck-Cylinders zu jenem V des Niederdruck-Cylinders;

B) bei den Dreicylinder-Maschinen erstlich das Verhältnis $\nu_1 = v_1 : V$ des Volumens v_1 des Hochdruck-Cylinders zu dem Volumen V des Niederdruck-Cylinders, und sodann das Verhältnis $\nu_2 = v_2 : V$ des Volumens v_2 des Mitteldruck-Cylinders zu jenem V des Niederdruck-Cylinders.

Diese Cylinder-Volumenverhältnisse entscheiden bei einer vorhandenen Mehrcylinder-Maschine über die Verteilung ihrer Gesamtleistung auf die einzelnen Cylinder; für eine herzustellende Maschine sind aber diese Volumenverhältnisse nach der Anforderung einer gewissen Arbeitsverteilung zu bestimmen und einzurichten, wobei nicht allein eine gleiche Arbeitsverteilung auf die einzelnen Cylinder, sondern auch die Rücksicht auf eine möglichst gleichförmige Rotation der Maschinenwelle ins Auge zu fassen ist.

Bei der Bestimmung von p_i, bezw. bei der Feststellung der Gesamt-Dampfwirkung einer Mehrcylinder- (oder Verbund-) Maschine konnte ihre specielle Einrichtung (ob System Woolf oder Compound-System u. dgl.) außer Betracht bleiben und auch die Größe des Raumes zwischen dem Auslaßorgan des Hochdruck-Cylinders und dem Einlaßorgan des Expansions-Cylinders, des sog. Receivers (welcher bei der Dreicylinder-Maschine zweimal vorhanden ist) konnte hierbei ganz außer acht gelassen werden, indem nur die abkühlende Wirkung dieses Raumes (falls er nicht geheizt ist) zu berücksichtigen war.

Wenn es sich nun aber erstlich um die besagte Bestimmung der Füllung des Niederdruck- und des Mitteldruck-Cylinders (behufs Vermeidung des Spannungsabfalls) und sodann um die Ermittlung der Cylinder-Volumenververhältnisse (behufs einer gewünschten Arbeitsverteilung) handelt, so kommt das eine wie das andere erwähnte Moment (Maschinen-System und Receiver-Volumen) als wesentlich in Rechnung.

Die Resultate der diesbezüglichen theoretischen Entwicklungen des vorangehenden (III.) Abschnittes sind in dem nachfolgenden V. Abschnitte (Anwendung der theoretischen Resultate) mit den betreffenden Tabellen für die in Betracht

gezogenen und daselbst aufgezählten Maschinen-Kategorien erschöpfend dargestellt, sodaß eine auszügliche Mitteilung dieser theoretischen Entwicklungen (in welche übrigens eventuell ein Einblick leicht möglich ist) an dieser Stelle wegbleiben kann.

Eine zusätzliche Bemerkung erheischt jedoch das 3. Kapitel (§ 43) des vorangehenden Abschnittes. In demselben ist die indicierte Spannung p_i vorzüglicher Mehrcylinder-Maschinen mit vollkommener Compression in jedem Cylinder bis zu der Gegendampfspannung von Professor A Káš theoretisch entwickelt und zuletzt (S. 144, 145) für die Zweicylinder-Maschinen (mit Condensation und mit Auspuff) und für die Dreicylinder-Maschinen (mit Condensation), — jedesmal einerseits für durchgreifende Heizung, andererseits für nur partielle Heizung (mindestens des Hochdruck-Cylinders) tabellarisch zusammengestellt. Diese Angaben von p_i sind (weil eben für exacte Maschinen abgeleitet und vornehmlich auf Schröters Versuche gestützt) durchwegs größer, als sie sich mittels der „Tabellen für die Anwendung" (S. **82** und **83** dann S. **78** und **79**) mit Benutzung der dortigen Angaben für die Compression ergeben. Man kann von jenen Angaben nach Káš ohne weiteres Gebrauch machen, wenn man die betreffende Maschine von vornherein als eine exacte beurteilen will.

§ 47.

Indicierte und Netto-Leistung; Wirkungsgrad.

Hat man mittels der allgemein gültigen Formel $p_i = fp - f'p'$ (oder aber mittels der betreffenden Tabelle der numerischen Werte von p_i) die indicierte Spannung p_i festgestellt, so ist zunächst die indicierte Dampfwirkung bei einem einfachen Kolbenhube:

$$W_i = \mathfrak{A}\, Olp_i$$

Hieraus folgt bei n Umgängen (Doppelhuben) pro Minute die indicierte Leistung (durchschnittlich) pro Secunde, d. h. der indicierte Effect in Pferdekräften à 75 Met. Kgr.:

$$N_i = \frac{2n}{60.75} W_i = \frac{\mathfrak{A}}{75} \frac{nl}{30} Op_i$$

Behufs der Einführung der Kolbengeschwindigkeit c (im Mittel pro Secunde) ist zunächst der Kolbenweg pro Minute:

$$2\,nl = 60\,c$$

d. h. es ist in allen Fällen:

$$nl = 30\,c \quad . \quad . \quad 70)$$

Hiermit ergibt sich aus obigem:

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75} Ocp_i \quad . \quad . \quad 71)$$

als indicierte Leistung bei der Kolbengeschwindigkeit c.

Hieraus folgt nun

$$\frac{N_i}{c} = \frac{\mathfrak{A}}{75} Op_i \quad . \quad . \quad 71')$$

als indicierte Leistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit.

Wegen $\mathfrak{A} = 10\,000$ Kgr. pro Qu.-Meter hat man:

$$N_i = \frac{10\,000}{75} \, Ocp_i = \frac{400}{3} \, Ocp_i \quad . \quad . \; 72)$$

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10\,000}{75} \, Op_i = \frac{400}{3} \, Op_i \quad . \quad . \; 72')$$

Ich brauche kaum des weiteren auseinanderzusetzen, daß durch die Einführung der „Leistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit“ die übliche Bezeichnung der Maschinenstärke in Pferdekräften von ihrem sehr vagen Wesen den größten Anteil verliert, bezw. an Deutlichkeit wesentlich gewinnt, abgesehen von der hiermit erzielten Vereinfachung der rechnungsmäßigen Behandlung, durch welche auch das Zustandekommen des Practischen Teiles“ des vorliegenden „Hilfsbuches“ eigentlich ermöglicht wurde.

Durch die „Leistung pro Meter“ — wie man kurz sagen darf, weil darunter eben nichts anderes als die Leistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit verstanden werden kann, — ist die Stärke der Maschine gegen die bisherige Ausdrucksweise viel präciser charakterisiert; die innerhalb bedeutender Grenzen willkürliche Kolbengeschwindigkeit bleibt dabei außer Spiel und eben dem Belieben, bezw. anderweitigen Rücksichten überlassen; im übrigen ist von dieser „Leistung pro 1 Meter“ ($\frac{N}{c}$, gleichgültig, ob indiciert oder Netto-) auf die populäre „Leistung in Pferdekraft“ (N) ungemein leicht (durch Multiplikation mit der jeweiligen Geschwindigkeit c) zu übergehen, und ebenso umgekehrt durch Division mit c der umgekehrte Übergang zu machen. Indes ist durchaus nicht meine Absicht, die Größe N völlig zu eliminieren, — im Gegenteile wird überall dort, wo N als ursprüngliche Größe zu betrachten ist, von dieser auch ausgegangen werden.

Es ist nun analog 71) die Netto- oder Nutzleistung (an der Maschinenwelle) in Pferdekraft à 75 Meter-Kgr.

$$N_n = \frac{\mathfrak{A}}{75} \, Ocp_n \quad . \quad . \; 73)$$

hieraus

$$\frac{N_n}{c} = \frac{\mathfrak{A}}{75} \, Op_n \quad . \quad . \; 73')$$

als Nutzleistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit. Wegen $\mathfrak{A} = 10\,000$ Kgr. hat man analog 72) und 72'):

$$N_n = \frac{400}{3} \, Ocp_n \quad . \quad . \; 74)$$

$$\frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} \, Op_n \quad . \quad . \; 74')$$

Aus 71) und 73) (oder auch 72 und 74) ergibt sich der (indicierte) Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{p_n}{p_i} \quad . \quad . \; 75)$$

d. h.

$$\left. \begin{aligned} N_n &= \eta \, N_i ; \quad \frac{N_n}{c} = \eta \, \frac{N_i}{c} \\ N_i &= \frac{1}{\eta} \, N_n ; \quad \frac{N_i}{c} = \frac{1}{\eta} \, \frac{N_n}{c} \end{aligned} \right\} \quad . \quad . \; 76)$$

Aus 71') folgt, wenn für eine Maschinenberechnung N_i gegeben ist und c entsprechend angenommen wird:

$$O = \frac{75}{\mathfrak{A}} \cdot \frac{N_i}{c} \cdot \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 77)$$

wegen $\mathfrak{A} = 10\,000$ Kgr. gibt dies

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 78)$$

hierbei ist gemäß 70) $nl = 30\,c$.

Ist aber die Nutzleistung N_n gegeben, wozu c entsprechend angenommen wird, so bestimme man gemäß 76) $N_i = \frac{1}{\eta} N_n$ und berechne O mittels 78) oder aber man rechne directe

$$O = \frac{75}{\mathfrak{A}} \frac{1}{\eta} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 79)$$

d. i.

$$O = \frac{3}{400} \frac{1}{\eta} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 80)$$

Diese die Nutzleistung N_n betreffenden Beziehungen werden (zusammengehalten mit der stets gültigen Relation $nl = 30\,c$) zur Bestimmung von O (und dann auch von l und n) nur dann dienen können, wenn man in der Lage ist, aus der gegebenen Größe N_n oder aber aus $\frac{N_n}{c}$ auf die Größe des Wirkungsgrades η schließen zu können. Dies ist nun allerdings nur bedingungsweise und annähernd der Fall, und zwar ist es eben die Leistung pro Meter $\frac{N_n}{c}$ (und weniger die absolute Größe N_n), aus welcher bei einer gewissen Maschinengattung unter der Voraussetzung normaler Verhältnisse (in betreff der Füllung etc.) auf die Größe des Wirkungsgrades η beiläufig zu schließen ist. Diese nur annähernde Schätzung des Wirkungsgrades erscheint hier insofern als zulässig, da die Berechnung von O nach 80) als eine nur vorläufige zu betrachten ist, welche durch eine accuratere Berechnung nach dem Folgenden leicht zu corrigieren ist.

Bei den Maschinen gewisser Gattung (Auspuff-Maschinen, Eincylinder-, dann Zweicylinder-Condensator-Maschinen etc.) wächst der Wirkungsgrad η, insbesondere wenn dieselben beiläufig in der Gegend der meist üblichen Füllungen arbeiten, und auch sonst (in betreff des Schwungradgewichtes, der Pumpen für Condensation, der Construction im allgemeinen etc.) keine absonderlichen Einrichtungen besitzen, so ziemlich gesetzmäßig mit $\frac{N_n}{c}$. Dieses allerdings nur empirische Gesetz läßt sich ebenso in der Form

$$\eta = \frac{\frac{N_n}{c} + a}{\frac{N_n}{c} + b} \quad . \quad . \; 81)$$

wobei $b > a$, als auch in der Form

$$\eta = \alpha + \beta \frac{N_n}{c} \quad . \quad . \; 81')$$

— eventuell auch in irgend einer anderen Form hinreichend annähernd ausdrücken, wenn man für die Bestimmung der numerischen Größen a, b, α, β usw.

hinreichende Anhaltspunkte hat.*) Ich hatte dieser Anhaltspunkte in dem vorliegenden „Hilfsbuche", welches in dem „Practischen Teile" zusammengehörige Werte von $\frac{N_i}{c}$ und $\frac{N_n}{c}$ auf Grundlage eingehender Ausmittelungen (mit entsprechend reichlicher Bewertung des Leergangswiderstandes und der zusätzlichen Reibung, wovon demnächst die Rede sein wird) nach Hunderten enthält, mehr als zur Genüge, um die Relationen 81) und 81') numerisch festsetzen und sodann zur Bestimmung von η für die erwähnten Maschinengattungen benutzen zu können. Die fertigen Resultate dieser Ausmittlungen, welche allerdings nur in der Gegend der meist üblichen, beiläufig günstigsten Füllungen annähernd Geltung haben, sind betreffenden Orts in den „Tabellen für die Anwendung" übersichtlich zusammengestellt, um, wie sich zeigen wird, in außerordentlich einfacher Weise bei provisorischen Ausmittlungen für die Anwendung benutzt werden zu können.

Ebenso werden behufs entsprechender Annahme einer passenden Kolbengeschwindigkeit c für die gegebene Maschinenstärke N die notwendigen Anhaltspunkte an betreffendem Orte gegeben werden.

§ 48.

Leergangswiderstand und zusätzliche Reibung.

Eine eingehendere Beurteilung der passiven Maschinenwiderstände, als bei einer erst auszumittelnden Maschine (von welcher man vor der Hand nichts anderes kennt, als die gewünschte Stärke derselben); läßt sich für eine bestehende oder bestehend gedachte, eventuell für eine nach dem Vorausgehenden vorläufig ausgemittelte Maschine vornehmen, für welche außer der Spannung, Füllung etc. auch die Hauptdimensionen gegeben (oder die letzteren doch vorläufig ermittelt) sind.

Die passiven Widerstände einer arbeitenden Dampfmaschine setzen sich naturgemäß aus zwei Anteilen zusammen. Den ersten und zwar den Hauptanteil bildet derjenige Widerstand, welcher sich beim Leergange der Maschine äußert, bezw. zu überwinden ist. Dieser Leergangswiderstand als Arbeit oder Leistung ist durch die indicierte Leistung der leer (unbelastet) gehenden Maschine gegeben und zugleich definiert; die indicierte Spannung des Leerganges ist aber die auf den Dampfkolben reducierte Widerstandsspannung (r_o) des Leerganges. Dieser Leergangswiderstand, sei es als Leistung, sei es als reducierte Spannung, in welchem bei Condensator-Maschinen der Widerstand der Luftpumpe und eventuellen Kaltwasserpumpe einbezogen wird, ist unzweifelhaft auch von der belasteten Maschine zu bewältigen; doch daran ist nicht genug: bei der Belastung der Maschine erfahren überhaupt alle Drücke auf die Zapfen, in der Führung etc., welche auch schon beim Leergange Reibung erzeugen, eine ganz wesentliche Vergrößerung, woraus unnachsichtig eine desgleichen wesentliche Vermehrung dieser Reibungswiderstände (im Vergleiche mit jenen des Leerganges) erwächst, sodaß der gesamte passive Widerstand

*) Die sonst übliche Beziehung $\eta = \frac{N + a'}{N + b'}$ oder dergl. leidet an dem Mangel, daß sie für eine und dieselbe Maschine einen höheren Wirkungsgrad angibt, wenn sie mit größerer Geschwindigkeit arbeitet (weil eben hierbei in demselben Verhältnisse N größer ist), als wenn sie mit kleinerer Geschwindigkeit arbeitet. Dieser Widerspruch ist durch obiges behoben.

der belasteten Maschine um ein Namhaftes größer sein muß als der Leergangswiderstand. Dieser Zuwachs an passivem Widerstande wird als Reibungswiderstand nach dem allgemeinen Gesetze der Reibung dem betreffenden Zuwachs an Druck (im Vergleiche mit dem Drucke des Leerganges) proportional sein; dieser Zuwachs an Druck ist aber der durch die Nutzarbeit der Maschine hervorgerufene oder der Netto-Druck. Auf den Dampfkolben reduciert, wird jener Zuwachs an passivem Widerstande, welchen man kurz als zusätzliche Reibung bezeichnet, der Nettospannung p_n proportional anzunehmen sein, d. h. zur Bewältigung des zu dem Leergangswiderstande hinzukommenden „zusätzlichen" Reibungswiderstandes wird ein Anteil μp_n der indicierten Spannung in Anspruch genommen, wobei μ ein empirischer Factor ist und als „Coëfficient der zusätzlichen Reibung" bezeichnet wird.

Um demnach die passiven Widerstände einer Dampfmaschine sachlich entsprechend in Rechnung zu bringen, bewertet man zunächst die dem Leergangswiderstande entsprechende Spannung r_o (bei Condensation mit Einschluß des Widerstandes der Luftpumpe und etwa vorhandenen Kaltwasserpumpe) und außerdem den Coëfficienten μ der zusätzlichen Reibung für die belastet gehende Maschine; mittels der dieser zusätzlichen Reibung entsprechenden Widerstandsspannung μp_n hat man dann die Nettospannung

$$p_n = p_i - r_o - \mu p_n$$

woraus folgt:

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \quad . \quad . \ 82)$$

Zum Zwecke der Bestimmung der Leergangs-Widerstandsspannung r_o nahm ich im wesentlichen Grashofs Regel zum Anhaltspunkte, trachtete jedoch gewisse hierin erscheinende Größen, welche erst viel später bestimmt werden können, und bei vielen Dampfmaschinen-Ausmittlungen (vor der Hand) gar nicht zur Bestimmung gelangen, durch solche Größen zu ersetzen, welche bei dergleichen Ausmittlungen bereits geläufig sind; insbesondere führte ich anstatt des Wellendurchmessers die Spannung p (diesfalls als die Admissions-Maximalspannung, welcher die Festigkeitsdimensionen der Maschinenteile entsprechen) und anstatt der Injectionswassermenge bei Condensator-Maschinen eine dem nutzbaren Dampfverbrauche proportionale Größe q, welche mit der erforderlichen Annäherung für die betreffenden Verhältnisse von vorneher numerisch bestimmt werden konnte, in die Formeln ein, in welchen außerdem auch die passiven Pumpenwiderstände bei Condensation berücksichtigt werden; diese Formeln lauten für Eincylinder-Maschinen:

$$\left.\begin{array}{lll} \text{bei Auspuff-Maschinen} & & r_o = r_o' + r_o'' \\ \text{„ Condens.-} & \text{„} & r_o = r_o' + r_o'' + r_c' + r_c'' \end{array}\right\} \quad . \quad . \ 83)$$

und zwar ist, wenn G_s das summarische Gewicht des Schwungrades samt Welle (in Kgr.) und q den specifischen (nutzbaren) Dampfverbrauch (pro 1 Qu.-Meter Kolbenfläche und pro 1 Meter Kolbenweg) bezeichnet:

$$\left.\begin{array}{l} r_o' = 0{,}081 \sqrt[4]{p}\, \frac{1}{D^2} \frac{G_s}{10\,000} \\ r_o'' = \frac{0{,}025}{D} \\ r_c' = 0{,}06\, q + 0{,}015 \\ r_c'' = \frac{0{,}02}{D} \end{array}\right| \quad . \quad . \ 83')$$

Hiervon entspricht insbesondere

r_o' der Zapfenreibung der Schwungradwelle,

r_o'' der Reibung des Kolbens, des Querhauptes, der Steuerung etc., eventuell auch dem Widerstande der Speisepumpe.

Hierzu kommen bei Condensator-Maschinen die sämtlichen Widerstände der Luftpumpe und der Kaltwasserpumpe, und zwar entspricht:

r_c' hauptsächlich dem nutzbaren (atmosphärischen und hydrostatischen) Widerstande,

r_c'' hauptsächlich den sämtlichen passiven Widerständen der genannten Pumpen.

Die Kaltwasserpumpe ist hierbei mit einer Satzhöhe von höchstens 10 Meter in Anschlag genommen; darüber hinaus erfährt r_c' eine entsprechende Erhöhung; hingegen erfährt, wenn keine besondere Kaltwasserpumpe vorhanden ist, die Summe $r_c' + r_c''$ eine entsprechende Verringerung. Außerdem ist bei kurzhübigen Maschinen (wenn $l < 2D$) der Anteil r_o' (bei Auspuff und bei Condensation) mittels eines Coëfficienten (> 1) zu corrigieren.

Diese Correctionen werden zugleich mit den ursprünglichen Bestimmungen von r_o', r_o'', r_c', r_c'' mittels der betreffenden „Tabellen für die Anwendung" S. **66** bis **69** ungemein leicht ausführbar gemacht. An der Hand dieser Tabellen, welche den „Schwungrad-Berechnungs-Tabellen" angereiht wurden, ergibt sich r_o' mittels

$$r_o' = \alpha \frac{G_s}{10000}$$

wofür α (nämlich der Wert von $0{,}031 \sqrt[4]{p}\, \frac{1}{D^2}$) aus der betreffenden Tabelle numerisch zu entnehmen ist; die übrigen Anteile (r_o'', r_c' und r_c'') von r_o werden in diesen Tabellen numerisch fertig angegeben.

Zur Bestimmung von G_s können die erwähnten, hier aufgenommenen Schwungrad-Berechnungs-Tabellen (von Prof. Káš) sehr wohl benutzt werden, indem man hiernach für Eincylinder-Maschinen das Schwungradgewicht (Ring und Arme) wirklich bestimmt, oder aber bloß

$$\frac{G_s}{10000} = A \cdot 1{,}5 \frac{Ol}{c^2}$$

berechnet und hierzu den Wert von A der betreffenden Tabelle entnimmt. Durch den Coëfficienten $1{,}5$ ist dem Gewichte des Armsystems samt Nabe und Welle für den vorliegenden Zweck hinlänglich annähernd Rechnung getragen.

Für Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen läßt sich behufs Ausmittlung ihrer Schwungräder ein Schema, wie solches für die Eincylinder-Maschinen mit Berücksichtigung aller beeinflussenden Verhältnisse (einschließlich der Massenwirkung, Compression etc.) von Professor Káš entworfen und hier aufgenommen wurde, nicht zustande bringen, weil hierbei noch eine Menge anderweitiger Einflüsse (Kurbelverstellungswinkel, Cylinder-Volumenverhältnis, Receivervolumen etc.) zur Geltung kommen. Es muß demnach für jede Mehrcylinder-Maschine die Schwungradberechnung auf Grundlage

besonders zu zeichnender (theoretischer) Diagramme und zwar sowohl des betreffenden Indicator-Diagramms als auch des Kurbeldiagramms von Fall zu Fall separat vorgenommen werden.

Für die Festsetzung (oder vielmehr Schätzung) des Leergangswiderstandes allein kann man jedoch immerhin mit jenen Schwungrad-Berechnungs-Tabellen auch für die Zwei- und Dreicylinder-Maschinen auskommen. Bei einer Mehrcylinder-Maschine ist nämlich unter sonst gleichen Umständen (bei gleich groß angenommenem Schwungradgewicht) der Leergangswiderstand r_0 größer als bei einer äquivalenten Eincylinder-Maschine, da bei der ersteren zwei oder drei Kolben, eben so viele Steuerungsapparate, nach Umständen auch zwei oder drei Schlittenführungen etc. vorhanden sind. Wenn man trotzdem r_0 für alle Maschinengattungen nach den gleichen Formeln rechnen will, so kann dem erwähnten Umstande dadurch Rechnung getragen werden, daß man den Leergangswiderstand der Mehrcylinder-Maschine so bestimmt, als ob sie ein Schwungrad gleich jenem einer äquivalenten Eincylinder-Maschine besitzen würde (obwohl das tatsächliche Schwungradgewicht bei gleichem Gleichförmigkeitsgrade etc. ansehnlich kleiner ausfällt). Man kann sonach behufs Bestimmung von $r_0' = \alpha \frac{G_s}{10000}$ auch diesfalls $\frac{G_s}{10000} = A \cdot 1{,}5 \frac{Ol}{c^2}$ berechnen und den Wert von A der betreffenden Schwungrad-Berechnungs-Tabelle entnehmen; die Größen O, l und c betreffen selbstverständlich den Niederdruck-Cylinder der Mehrcylinder-Maschine.

Note. Formell correcter würde die Berechnung des Leergangswiderstandes für eine Mehrcylinder-Maschine geschehen, wenn man den Anteil $r_0' = \alpha \frac{G_s}{10000}$ (welcher bekanntlich bei größeren Maschinen den Hauptanteil des Widerstandes bildet) mit Einsetzung des wirklichen (diesfalls kleineren) Schwungrad- und Wellengewichtes G_s bestimmen, dabei jedoch den Anteil $r_0'' = \frac{0{,}025}{D}$ für jeden vorgelegten Cylinder (Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinder) um $\frac{0{,}02}{D}$ bezw. um $\frac{0{,}015}{D}$ (je nachdem dieser vorgelegte Cylinder auch eine besondere Kurbel besitzt oder nicht) vermehren würde.

Wenn auch die Bestimmung des Leergangswiderstandes nach dem Vorhergehenden mittels der betreffenden Tabellen möglichst erleichtert wird, so ist für die Anwendung nach Umständen eine Vereinfachung dieser Bestimmung wünschenswert, wenn man sich nämlich bei der Dampfmaschinen-Ausmittlung um das Schwungradgewicht vor der Hand nicht kümmern will, indem dasselbe keine absonderlichen Verhältnisse, d. h. keine besondere Abweichung (in betreff des Gleichförmigkeitsgrades etc.) von den gewöhnlichen Verhältnissen darbietet. Unter solchen Umständen, welche in den meisten Fällen der Anwendung wirklich eintreffen, ist die wünschenswerte Vereinfachung auch ohne weiteres zulässig.

In dieser Beziehung entschloß ich mich nach angestellten zahlreichen Combinationen und nach teilweise (insbesondere an kleinen Maschinen) selbst durchgeführten Indicator- und Bremsversuchen zu der Anwendung folgender empirischer Regeln, welche zwar mit den vorhin angeführten Regeln nach Möglichkeit in Einklang stehen, dabei jedoch den Leergangswiderstand sicherheitshalber lieber etwas größer als kleiner anschlagen möchten:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{bei Eincylinder-Auspuff-Masch.} & r_o = 0{,}012\sqrt{p} + \frac{0{,}025}{D} \\ \text{bei Eincylinder-Condens.-Masch.} & r_o = 0{,}025 + 0{,}050\sqrt{p} + \frac{0{,}045}{D} \\ \text{bei Zweicylinder-Auspuff-Masch.} & r_o = 0{,}042\sqrt{p} + \frac{0{,}04}{D} \\ \text{bei Zweicylinder-Condens.-Masch.} & r_o = 0{,}025 + 0{,}050\sqrt{p} + \frac{0{,}06}{D} \\ \text{bei Dreicylinder-Condens.-Masch.} & r_o = 0{,}025 + 0{,}030\sqrt{p} + \frac{0{,}075}{D} \end{array}\right\} \quad . \quad . \; 84)$$

Nach diesen vereinfachten Regeln konnten in den „Tabellen für die Anwendung“ die Werte von r_o für die einzelnen Maschinengattungen (zu p und D gehörig) numerisch fertig angegeben werden; bei den Mehrcylinder-Maschinen betrifft D den Niederdruck-Cylinder. Es bleibt indes einem jeden unbenommen, anstatt von diesen vielmehr von den nach 83') berechneten tabellarischen Angaben von vorneher Gebrauch zu machen.

Hierbei ist abermals zu bemerken, daß hier p nicht etwa diejenige Admissionsspannung bedeutet, mit welcher die Maschine gerade arbeitet (weil diese ja verschieden sein kann), sondern vielmehr diejenige Spannung, für welche die Maschine (vermöge der Stärke ihrer Teile) beiläufig gebaut ist, welcher Umstand übrigens betreffenden Ortes entsprechend zur Beachtung gebracht werden wird.

Den Coëfficienten μ der „zusätzlichen Reibung“ nehme ich in möglichst angestrebter Übereinstimmung mit seiner tatsächlichen Größe bei guten Maschinenconstructionen (ohne eine wesentliche Überschätzung) und zwar für alle Maschinengattungen ohne Unterschied in Rechnung, wie folgt:

$$\left.\begin{array}{l} \text{für } D \leqq 1 \text{ Meter: } \mu = \frac{0{,}10}{D + 0{,}60} \\ \text{für } D > 1 \text{ Meter: } \mu = \frac{0{,}40}{D + 5{,}4} \end{array}\right\} \quad . \quad . \; 85)$$

Nach diesen Formeln sind die Werte von μ (samt den zugehörigen Werten von $\frac{1}{1+\mu}$) an allen einschlägigen Stellen dieses Hilfsbuches (2. bis 4. Aufl.) angegeben.

Note. In der 1. Auflage dieses Buches glaubte ich eben bei der Bewertung dieses Coëfficienten μ dem in der Praxis üblichen „Zugeben“ Rechnung tragen zu sollen, und schätze ihn deshalb „geflissentlich“ um ein Bedeutendes höher, als er sich bei guten Maschinen (auch nach meinen eigenen Erhebungen) tatsächlich gestaltet. Diese bedeutend höhere Schätzung von μ (bezw. geflissentliche Unterschätzung des Wirkungsgrades) liegt auch den gegenwärtigen Angaben der Nettoleistung $\frac{N_n}{c}$ der I. und II. Maschinen-Serie des „Practischen Teiles“ des Hilfsbuches zu Grunde, und es mögen demnach diese fertigen tabellarischen Angaben von denjenigen Practikern benutzt werden, welche dem üblichen „Zugeben“ huldigen. Für alle diejenigen, welche „knapper“ rechnen, oder aber das practische „Zugeben“ in ihrer eigenen Weise bewerkstelligen wollen, stehen die numerischen Angaben über μ und $\frac{1}{1+\mu}$ (nach den obigen Formeln 85) überall, wo dies notwendig ist (namentlich auch in dem „Anhange“ zu dem Practischen Teile) zur Verfügung.

Nach Einsetzung der jeweiligen Werte von r_o und μ (nebst $\frac{1}{1+\mu}$) aus 83) bis 85) (unter Benutzung der betreffenden Tabellen) in den Ausdruck 82 hat

man gemäß 74) und 74') für eine bestehende oder bestehend gedachte Maschine

$$\left.\begin{aligned} N_n &= \frac{10000}{75} O c p_n = \frac{400}{3} O c \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \\ \frac{N_n}{c} &= \frac{10000}{75} O p_n = \frac{400}{3} O \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 86)$$

Für eine nach dem Vorhergehenden vorläufig ausgemittelte Maschine folgt hieraus der corrigierte Wert der wirksamen Kolbenfläche:

$$O = \frac{75}{10000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1+\mu}{p_i - r_o} \quad . \; . \; 86')$$

Zusatz zu § 48.

Die Größen p_i und r_o lassen sich nicht bloß nach dem Vorhergehenden rechnungsmäßig ermitteln, sondern bei ſeiner bestehenden Maschine mittels des Indicators auch tatsächlich feststellen (es ist nämlich p_i die indicierte Spannung des belasteten Ganges, r_o die indicierte Spannung des Leerganges der Maschine). Hingegen ist die versuchsmäßige Feststellung von μ (und demgemäß auch von N_n) zum mindesten (wenn überhaupt ausführbar) sehr umständlich, und wird deshalb für rein practische Zwecke beinahe nie vorgenommen.

Demnach begnügt man sich behufs Controlierung des Leistungsvermögens einer nach einem Entwurfe hergestellten Maschine mit der Berechnung der indicierten Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} O c p_i, \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} O p_i$$

und der Leergangsleistung

$$N_o = \frac{400}{3} O c r_o, \text{ bezw. } \frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} O r_o \quad . \; . \; 87)$$

Der Unterschied dieser beiden Leistungen, für welchen auch der Ausdruck besteht

$$N_i - N_o = \frac{400}{3} O c (p_i - r_o) \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} O (p_i - r_o) \quad . \; . \; 87')$$

kann bei Beurteilung der Effectentwicklung der Maschine als Anhaltspunkt dienen, ohne selbstredend als die Netto-Leistung derselben angesehen werden zu können. Diese letztere folgt aber aus jenem Leistungs-Unterschiede einfach durch Multiplication mit $\frac{1}{1+\mu}$; es ist nämlich

$$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o), \text{ bezw. } \frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right) \quad . \; . \; 87'')$$

wobei selbst für den Fall, daß N_i und N_o durch Indicator-Versuche festgestellt wurde, dem Factor $\frac{1}{1+\mu}$ (in Ermangelung des jeweiligen Versuchswertes) der empirisch rechnungsmäßige Wert, bezw. ein passender Schätzungswert beizulegen ist.

§ 49.

Relationen für das statische Moment.

Behufs Ermittlung des statischen Momentes an der Maschinenwelle, insbesondere bei Förderungs- und Locomotiv-Maschinen, bezeichne, auf einen (der meist vorhandenen zwei) Dampfcylinder bezogen:

$\mathfrak{P}$ den mittleren Druck im Kurbelkreise (in Kgr.);

$\mathfrak{P}_m$ den mittleren resultierenden Kolbendruck (Netto), und wenn dieser constant ist (bei nahezu ganzer Cylinderfüllung) zugleich den Maximaldruck im Kurbelkreise (für endlos gedachte Schubstange);

v (vorübergehend) die mittlere Geschwindigkeit im Kurbelkreise (Meter);

dann hat man aus

$$\mathfrak{P}_m c = \mathfrak{P} v = 75 N_n$$

$$\mathfrak{P}_m = 75 \frac{N_n}{c}$$

wegen $v = \frac{\pi}{2} c$ (bezw. wegen $\mathfrak{P}_m l = \mathfrak{P} \frac{2}{\pi} l$)

$$\mathfrak{P} = \frac{2}{\pi} \mathfrak{P}_m = 47{,}75 \frac{N_n}{c}$$

Es ist gleichzeitig auch unmittelbar:

$$\mathfrak{P}_m = \mathfrak{A} \, O \, p_n = 10\,000 \; O \, p_n$$

$$\mathfrak{P} = \frac{2}{\pi} \mathfrak{P}_m = 6366 \; O \, p_n$$

hierbei, wie vorher (Gl. 75 und 82):

vorläufig $p_n = \eta \, p_i$

definitiv $p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$

Durch Multiplication von $\mathfrak{P}$ und $\mathfrak{P}_m$ mit der Kurbellänge $^1/_2\, l$ ergibt sich der Mittelwert M und (bei constantem Kolbendruck) der Maximalwert M_{max} des statischen Momentes an der Maschinenwelle (für einen Cylinder), wofür überdies (für Meter und Kgr. als Einheiten) auch die bekannten Beziehungen gelten:

$$M = \frac{75.60}{2\pi} \frac{N_n}{n} = 716{,}20 \frac{N_n}{n}$$

$$M_{max.} = \frac{\pi}{2} M = 1125 \frac{N_n}{n} \text{ (bei const. Kolbendruck).}$$

3. KAPITEL.

Relationen, welche den Dampfconsum der Dampfmaschinen betreffen.

§ 50.

Der nutzbare Dampfverbrauch.

Der Dampfconsum einer Maschine setzt sich aus dem „nutzbaren Dampfverbrauch“ und den Dampfverlusten (wovon später) zusammen.

„Nutzbaren Dampfverbrauch“ nennt man die aus der Dampfkammer während der Einströmung in den Cylinder eintretende Dampfmenge, insoweit dieselbe bis zur Absperrung (Beginn der Expansion) in Dampfform verharrt, somit in dem Indicator-Diagramme wahrgenommen wird.

Für einen einfachen Kolbenhub zunächst einer Eincylinder-Maschine ist das im Momente der Absperrung hinter dem Kolben vorhandene Dampfvolumen

$$O\,(l_1 + ml) = Ol\,(\frac{l_1}{l} + m)$$

Für diesen Dampf weiset das Indicator-Diagramm eine Spannung — nach dem Vorausgehenden $(1 - \vartheta)\,p$ — nach, welche nach Maßgabe der stattfindenden Droßlung (ϑ) kleiner als die mittlere Admissions-Spannung p ist; wenn wir nun diesen Dampf stets mit dem specifischen Gewichte σ (Kgr. pro Cub.-Meter), welches der vollen (mittleren) Admissions-Spannung p (bei gesättigtem Dampfe) entspricht, in Berechnung bringen, so geschieht dies (außer der von Zeuner hierfür geltend gemachten Rücksicht) vorzugsweise deshalb, um den Dampfverbrauch in allen Fällen eher zu überschätzen als zu unterschätzen. Somit würde das Gewicht der obigen Dampfmenge betragen

$$Ol\,(\frac{l_1}{l} + m)\,\sigma$$

Von dieser Dampfmenge ist diejenige (dem Gewichte nach) in Abschlag zu bringen, welche bei dem vorhergehenden Hube im Momente der Absperrung vor dem Kolben (bei Beginn der Compression) daselbst (einschließlich des schädlichen Raumes) noch vorhanden war und bis zum Eintritte des frischen Dampfes vorhanden blieb.

Diese Dampfmenge besaß ein Volumen

$$O(l - l_2 + ml) = Ol\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right)$$

bei einer Spannung ca. $1{,}1\, p'$ und einem specifischen Gewichte (beiläufig) $1{,}1\, \sigma'$ wenn σ' das specifische Gewicht des Emissionsdampfes (von der Spannung p') bezeichnet. Es ist sonach das von dem obigen Dampfgewichte $Ol\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\sigma$ für einen einfachen Kolbenhub in Abschlag zu bringende Dampfgewicht

$$1{,}1\; Ol\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right)\sigma'$$

Hiermit beträgt der nutzbare Dampfverbrauch für einen einfachen Kolbenhub dem Gewichte nach (in Kgr.):

$$Ol\left\{\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\sigma - 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right)\sigma'\right\}$$

Bei n Umgängen (Doppelhuben) pro Minute gibt dies, wenn die Größe in der Klammer mit q bezeichnet wird, den nutzbaren Dampfverbrauch pro Stunde:

$$Q' = 2\,n\,.\,60\,.\,Ol\,q$$

und wegen $nl = 30\,c$

$$\left.\begin{aligned} Q' &= 3600\;O\,c\,.\,q \\ \text{wobei } q &= \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\sigma - 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right)\sigma' \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 88)$$

Hält man diese Beziehung

$$Q' = 3600\;O\,c\,.\,q$$

mit obiger Gl. 71) resp. 72) nämlich mit

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\,O\,c\,.\,p_i = \frac{400}{3}\,O\,c\,.\,p_i$$

zusammen, so ergibt sich durch Division von Q' mit N_i der nutzbare Dampfverbrauch pro indicierte Pferdekraft und Stunde

$$\left.\begin{aligned} C_i' &= \frac{Q'}{N_i} = \frac{27\,q}{p_i} \\ \text{hierbei } q &= \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\sigma - 1{,}1\left(1 - \frac{l_2}{l} + m\right)\sigma' \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 89)$$

Note. Nebenbei bemerkt, könnte man q als den specifischen nutzbaren Dampfverbrauch bezeichnen; es ist nämlich q der nutzbare Dampfverbrauch pro 1 qm Kolbenfläche und pro 1 m zurückgelegten Kolbenweges, oder aber auch der nutzbare Dampfverbrauch in der Secunde pro 1 qm Kolbenfläche und pro 1 m Kolbengeschwindigkeit.

Man sieht, daß die Größe q, geradeso wie $p_i = f\,p - f'\,p'$, einerseits von der Admissionsspannung p und Admissionsdauer (als welche man die Füllung $\frac{l_1}{l}$ bezeichnen kann), andererseits von der Emissionsspannung p' und Emissionsdauer (als welche man den relativen Kolbenweg $\frac{l_2}{l}$ bezeichnen

kann) abhängig ist, indem ja (gesättigten Dampf vorausgesetzt) σ durch p und ebenso σ' durch p' (mittels der Dampftabelle von Fliegner) gegeben ist. Es unterliegt sonach keinem Anstande, insoweit tabellarische Angaben über p_i zu machen sind, solche auch bezüglich q vorzunehmen und somit auch den nutzbaren Dampfverbrauch C_i' für verschiedene Füllungen und Spannungen bei den einzelnen Maschinengattungen fertig anzugeben, was denn auch in dem Folgenden wirklich geschehen ist. (Tabellen für die Anwendung.)

Der Ausdruck von q erfährt für Eincylinder-Maschinen mit stets gleicher Compression eine wesentliche Vereinfachung, indem die Größen $\frac{l_2}{l}$ und σ' (einerseits für Auspuff, andererseits für Condensation) als constant angenommen werden können. Es sind sonach vorzugsweise nur die Coulissen-Maschinen, bei welchen sich $\frac{l_2}{l}$ mit $\frac{l_1}{l}$ und teilweise auch σ' mit σ, ja selbst mit $\frac{l_1}{l}$ (gegen den Nullpunkt der Coulisse hin) ändert. Die diesbezüglichen tabellarischen Angaben über C_i' gelten für alle Maschinengattungen (ausgenommen die Coulissen-Maschinen) unter der Voraussetzung nur der gewöhnlichen (unvermeidlichen und unansehnlichen) Compression; durch die Anwendung einer entsprechenden (namhaften) Compression können um einiges günstigere Resultate bezüglich des nutzbaren Dampfverbrauches erzielt werden.

Die tabellarischen Angaben gelten überhaupt für den gewöhnlichen Betriebszustand guter Eincylinder-Dampfmaschinen. In wie weit bei exacter Ausführung und Instandhaltung dieser Maschinen der nutzbare Dampfverbrauch beiläufig herabgebracht werden kann, ist auf Grundlage vorgenommener vergleichender Rechnungen in jeder Tabelle besonders angegeben.

Bei der Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches von Mehrcylinder-Maschinen kommt nur der Hochdruck-Cylinder in Betracht. Wird allgemein (sowohl bei Zweicylinder- als auch bei Drei- und Mehrcylinder-Maschinen unter

ν_1 das Volumenverhältnis des Hochdruck- zum Niederdruck-Cylinder, und unter

σ_u das zu der Spannung p_u des Vorderdampfes im Hochdruck-Cylinder am Anfange der Compression zugehörige specifische Gewicht verstanden, so kann ähnlich wie bei den Eincylinder-Maschinen der nutzbare Dampfverbrauch für einen einfachen Kolbenhub gesetzt werden =

$$\nu_1 Ol \left\{ \left(\frac{l_1'}{l'} + m' \right) \sigma - \left(1 - \frac{l_2'}{l'} + m' \right) \sigma_u \right\}$$

$$\text{oder auch} \quad Ol \left\{ \left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m' \right) \sigma - \nu_1 \left(1 - \frac{l_2'}{l'} + m' \right) \sigma_u \right\}$$

Man kann, ohne einen nennenswerten Fehler zu begehen, innerhalb der Dampfspannungen p und p_u die specifischen Dampfgewichte σ und σ_u den Spannungen proportional, d. h.

$$\sigma_u = \sigma \frac{p_u}{p}$$

annehmen, und unter Voraussetzung eines spitz zulaufenden Indicator-Diagrammes des Hochdruck-Cylinders für p_u die Expansions-Endspannung in diesem Cylinder einführen (beiläufig dem Mittelwerte für verschiedene

Kurbelanordnungen entsprechend). Alsdann ist nach dem einfachen Mariotteschen Gesetze zunächst

$$\frac{p_u}{p} = \frac{\frac{l_1}{l} \cdot \frac{1}{\nu_1} + m'}{1 + m'}$$

$$\text{und somit } \sigma_u = \sigma \frac{\frac{l_1}{l} \cdot \frac{1}{\nu_1} + m'}{1 + m'}$$

wonach der obige Ausdruck nach entsprechender Reduction in

$$Ol\,\sigma \left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right) \frac{l_2'}{l'} \cdot \frac{1}{1 + m'}$$

übergeht, sodaß für Mehrcylinder-Maschinen der specifische nutzbare Dampfverbrauch in obigem Sinne

$$q = \sigma \left(\frac{l_1}{l} + \nu_1 m'\right) \frac{l_2'}{l'} \cdot \frac{1}{1 + m'} \quad . \quad . \quad 90)$$

gesetzt werden kann.

Note. Bei der Compression des Vorderdampfes bis zur Anfangsspannung ist

$$\frac{l_2'}{l'} = 1 + m' \left(1 - \frac{p}{p_u}\right)$$

mit welchem Werte sich naturgemäß ergibt:

$$q = \sigma \cdot \frac{l_1}{l} \quad . \quad .$$

Hiernach ergibt sich (analog der Beziehung 89) der nutzbare Dampfverbrauch pro indicierte Pferdekraft und Stunde bei einer beliebigen Mehrcylinder-Maschine:

$$C_i' = \frac{27\,q}{p_i} \quad . \quad . \quad 90')$$

worin q nach 90) zu bestimmen ist, und gleichwie p_i (bei einem gewissen Compressionsgrade, d. h. bei einem gewissen Werte von $\frac{l_2'}{l'}$ im Hochdruck-Cylinder) nur von der (reducierten) Füllung $\frac{l_1}{l}$ und von der Admissionsspannung p nebst dem zugehörigen Volumenverhältnisse ν_1 (des Hochdruck-Cylinders zum Niederdruck-Cylinder) abhängt.

Somit konnten auch für die Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen die Werte von C_i' tabellarisch angegeben werden. Bei diesen Angaben werden die Mehrcylinder-Maschinen im allgemeinen als sehr gut ausgeführt und instand gehalten vorausgesetzt, weshalb in den betreffenden „Tabellen für die Anwendung" die Ansätze über eine mögliche Verminderung von C_i' nicht vorhanden sind.

Es ist zu bemerken, daß in dem Ausdrucke $C_i' = \frac{27\,q}{p_i}$ sowohl bei den Eincylinder-Maschinen, als auch bei den Mehrcylinder-Maschinen der Zähler $27\,q$ (in Gemäßheit der Ausdrücke 88 und 90 für q) von dem Umstande, ob die Dampfcylinder ein Dampfhemd besitzen oder nicht, und ob die Receiver geheizt sind oder nicht, unabhängig ist; durch die Division mit p_i ergibt sich

somit der nutzbare Dampfverbrauch pro indicierte Pferdekraft und Stunde bei Heizung der Cylinder und Receiver in demselben Verhältnisse kleiner, in welchem durch diese Heizung die indicierte Spannung p_i (bezw. die Maschinen-Leistung) erhöht wird. Wesentlich anders verhält sich dies in betreff der Dampfverluste, wie in dem Nachfolgenden auseinandergesetzt wird.

§ 51.

Allgemeines über die Dampfverluste.

Die Dampfmaschine verbraucht, wie schon seit jeher bekannt, eine bedeutend größere Dampfmenge, als diejenige, welche aus dem Indicator-Diagramm sich ergibt und im vorigen Paragraph als „nutzbarer Dampfverbrauch" ausgemittelt wurde. Dieser Mehrverbrauch an Dampf, welcher häufig ein „alterum tantum" des nutzbaren Dampfverbrauches beträgt, rührt von den unvermeidlichen Verlusten innerhalb der Maschine her und wird demgemäß als „Dampfverlust" oder aber (wenn man deutlicher sprechen will) als „Dampfverluste" bezeichnet.

Die Quelle und Ursache dieser Verluste wurde ehemals hauptsächlich in der Dampflässigkeit des Dampfkolbens (nebst jener der Steuerorgane und Stopfbüchsen) befunden und der sonach mutmaßlich einzige Dampfverlust nach einer von Völckers (einem um die Dampfmaschinen-Wissenschaft bestverdienten Fachmanne) hierfür abgeleiteten Formel bestimmt.

Diese Völckerssche Formel wurde zur rechnungsmäßigen Bestimmung der Dampfverluste seit Anfang der sechziger Jahre allgemein, ja selbst auch dann noch (weil eben keine andere zur Verfügung war) angewendet, als man infolge der calorimetrischen Untersuchung der Dampfmaschinen zu der Überzeugung gelangt war, daß die Hauptquelle der Dampfverluste in der Abkühlung des in den Dampfcylinder eintretenden Admissionsdampfes bestehe, somit eine andere sei, als diejenige, welche der Völckersschen Formel zugrunde liegt*).

Diesen Widerspruch wollte der Verfasser bereits in der 1. Auflage dieses Werkes vom Jahre 1883 nicht auf sich beruhen lassen; er entschloß sich, mit der (zur Bestimmung des Gesamtdampfverlustes) weiterhin unhaltbaren Völckersschen Formel zu brechen, und die Dampfverluste als aus zwei Teilen bestehend darzustellen, welche er folgends erklärte und bezeichnete (S. 101 der 1. Aufl.):

Der erste, und zwar in der Regel der Hauptanteil der Dampfverluste ist in der Abkühlung des Kesseldampfes bei seinem Eintritte in den Dampfcylinder (also des Admissionsdampfes) begründet und kann sonach als „Abkühlungsverlust" bezeichnet werden. Dieser Verlust ist unvermeidlich (durch Überhitzung des Dampfes jedoch einer Verminderung fähig).

---

*) Dies hätte für die „bequeme" Anwendung, welche sich häufig nur um ein halbwegs brauchbares Rechnungs-Resultat kümmert, nicht sehr viel auf sich, wenn Dampflässigkeit und Abkühlung rechnungsmäßig zum mindesten roh annähernd die gleichen Angaben (Rechnungsresultate für den Dampfverlust) bedingen würden. Allein die Formel von Völckers liefert nur für Maschinen mittlerer (mäßiger) Größen annähernd brauchbare Resultate; hingegen ergibt sich hiernach der Dampfverlust einer 2 bis 3pferdekräftigen Maschine mit etwa 30 bis 40 Kgr. pro Pferd und Stunde, während eine 1000 Pferdekraft-Maschine nur etwa 0,5 Kgr. Dampf pro Pferd und Stunde (im ganzen) hiernach verlieren würde, was natürlich nicht haltbar ist.

Der zweite, bei einer guten Maschine untergeordnete Anteil der Dampfverluste rührt von der Dampflässigkeit zunächst des Dampfkolbens, dann der Steuerorgane, Stopfbüchsen etc. her und soll demnach „Dampflässigkeitsverlust“ genannt werden.

Zur Bestimmung des Abkühlungsverlustes wurde von dem Verfasser eine ihm (nach unendlich vielen Vergleichen und Combinationen) als geeignet erscheinende empirische Formel aufgestellt, an welcher trotz ihrer schlichten und nur flüchtig begründeten Form (insoweit es sich um eine plausible Übereinstimmung der Berechnungsresultate mit den Resultaten der Anwendung handelt) für die gewöhnlichen Verhältnisse der Dampfmaschinen (die Füllung und Spannung betreffend) auch später nicht sehr viel zu corrigieren war.*) Der Dampflässigkeitsverlust aber wurde naturgemäß nach einer der Völckersschen (mit einer begründeten Modification) nachgebildeten Formel beurteilt. Die numerischen Coëfficienten der beiden Formeln wurden derart bestimmt, daß an dem Gesamtverlust der Dampflässigkeitsverlust bei kleinen Maschinen beiläufig mit einem Drittel, bei großen Maschinen aber nur mit einem Sechstel und noch weniger participierte, und daß — was eben die Hauptsache war und ist — die Summe der beiden Verluste mit den durch Versuche an Dampfmaschinen bis dahin nachgewiesenen tatsächlichen Gesamtverlusten nach aller Möglichkeit (so weit dies eben zu erzielen war) übereinstimme.

Seitdem wurde die Frage der Dampfverluste von einzelnen Fachmännern dahin zugespitzt, daß der Dampflässigkeitsverlust (welcher doch bis dahin durch den Gebrauch der Völckersschen Formel als der einzig bestehende rechnungsmäßig eigentlich zugestanden wurde) geradezu in Abrede gestellt wird!

Allerdings hat man es durch die Vollkommenheit der heutigen Constructionen dahin gebracht, daß der Cylinderdeckel auf der einen Seite einer exacten Versuchs-Dampfmaschine abgenommen werden kann, während auf der andern Seite der volle Dampfdruck wirkt, und man bemerkt keinen durch den Kolben sichtlich entweichenden Dampf; — ebenso ist die ehemalige Ansicht, „daß kein Doppelsitzventil verläßlich schließe“, heute ziemlich ad absurdum geführt; auch kann man Stopfbüchsen derart vollkommen herstellen und dichten, daß ein sichtliches Entweichen des Dampfes durch dieselben nicht stattfindet; allein trotz alledem kann man selbst von den besten Maschinen der Anwendung behaupten, daß dieselben (namentlich nach längerem Betriebe) keineswegs absolut dampfdicht sind, — der gewöhnlichen Maschinen der Anwendung mit sichtlicher Dampflässigkeit nicht zu gedenken!

Immerhin mag zugegeben werden, daß bei exacten (namentlich bei großen) Maschinen der Dampflässigkeitsverlust gegen den Abkühlungsverlust — insbesondere, wenn dieselben unter der Oberaufsicht eines gewiegten Ingenieurs arbeiten — sehr gering sein kann; speciell gibt auch der Verfasser zu, daß in der ersten Auflage dieses Buches dem Dampflässigkeits-

*) Eine solche Correction mußte in dem „Practischen Teile“ dieses Hilfsbuches mit Rücksicht darauf, daß die Tabellen desselben gleich bei der ersten Auflage stereotypiert worden sind, vorgenommen werden, wodurch sich der dortige Factor $\frac{1}{x}$ bei dem Abkühlungsverluste erklärt.

verluste verhältnismäßig noch immer ein etwas zu großer Anteil an dem Gesamtverluste eingeräumt worden ist (bei dem ersten Versuche, den Dampflässigkeitsverlust aus seiner bis dahin — vermöge der Völckersschen Formel — behaupteten Alleinherrschaft zu verdrängen, war dies füglich auch nicht anders möglich); diesem Umstande soll nunmehr (wie dies auch bereits in der zweiten Auflage dieses Buches geschehen) entsprechend Rechnung getragen werden; das Bestehen des Dampflässigkeitsverlustes muß jedoch selbst für die besten Maschinen im Principe aufrecht erhalten werden.

§ 52.

Anhaltspunkte zur Bestimmung des Abkühlungsverlustes.

Der zunächst zu bewertende Abkühlungsverlust, also jedenfalls der Hauptverlust, ist seiner Provenienz nach folgends zu erklären: Die Dampfcylinderwände einschließlich der Cylinderdeckel und der Kolbendeckel, welche den Maschinendampf umschließen, kommen während eines Kolbenhubes abwechselnd einerseits mit dem treibenden Dampfe (während der Admission und Expansion), andererseits mit dem Emissionsdampfe (während der Ausströmung, von der Compressionsperiode vorderhand abgesehen) in Berührung; diese Wände sind demnach von innen der Einwirkung verschiedener Temperaturen — von der Temperatur t des Admissionsdampfes angefangen, welche bei der Expansion stetig abnimmt, bis zu der Temperatur t' des Emissionsdampfes — ausgesetzt, während von außen eine constante Temperatur (welche bei Dampfhemdmaschinen ersprießlicherweise sehr hoch ist, bei Maschinen ohne Hemd aber durch die Cylinderumhüllung gegen ein zu starkes Sinken gewahrt wird) auf diese den Maschinendampf umschließenden Wände einwirkt; dieselben werden sonach vermöge des Wärmeleitungsvermögens des Wändematerials während eines Kolbenhubes zwar auch in gewissem Grade variierende Temperaturen annehmen, es wird jedoch für die Betrachtung der Vorgänge die Annahme gestattet sein, daß die Cylinderwände einen Mittelwert ihrer tatsächlichen (wenig variierenden) Temperatur fortwährend besitzen, und diese mittlere Temperatur wird mit dem analytischen Mittelwerte T_m der auf die genannten Wände wirkenden sehr verschiedenen Dampftemperaturen in einer unmittelbaren Beziehung stehen.

Der Mittelwert T_m der im Dampfcylinder (hinter und vor dem Kolben) herrschenden Dampftemperaturen könnte zunächst oberflächlich nach der empirischen Formel

$$T_m = t - \frac{t - t'}{1 + \frac{l_1}{l}} \quad . \quad . \; 91\,\alpha)$$

beurteilt werden; dieselbe gibt für

$\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0
$T_m =$	$\frac{1}{2}(t + t')$,	$\frac{1}{3}(t + 2t')$,	t'

welche Werte von T_m für eine oberflächliche Beurteilung hinreichend plausibel erscheinen.*)

Wenn man von der mittleren Dampftemperatur auf die Temperatur der Cylinderwände schließen will, erscheint es entsprechender, den Mittelwert T_m anstatt in bezug auf den Kolbenweg (l_1) vielmehr in bezug auf den zugehörigen Kurbelwinkel (φ) zu bestimmen, da für die Übertragung der Dampftemperaturen auf die Cylinderwände die Dauer der Berührung (welche dem Kurbelwinkel proportional ist) maßgebend ist. Aus dieser Rücksicht wäre in obiger Formel für T_m anstatt der Füllung $\frac{l_1}{l}$ vielmehr der relative Füllungswinkel $\frac{\varphi}{\pi}$ einzusetzen; und es ergibt sich die von Werner aufgestellte Formel

$$T_m = t - \frac{t - t'}{1 + \frac{\varphi}{\pi}} \quad . \; . \; 91\beta)$$

hierbei ist

$$\varphi = \text{arc. sin vers. } 2\frac{l_1}{l}$$

Diese Formel gibt für die obigen Werte

$$\frac{l_1}{l} = 1, \qquad 0{,}5, \qquad 0$$

$$\text{bezw. } \frac{\varphi}{\pi} = 1, \qquad 0{,}5, \qquad 0$$

$$\text{ebenfalls } T_m = \tfrac{1}{2}(t + t'), \qquad \tfrac{1}{3}(t + 2t'), \qquad t'$$

übereinstimmend mit den betreffenden Resultaten der Formel 91 α).

Innerhalb der angesetzten Werte von $\frac{l_1}{l}$ geben die beiden Formeln allerdings etwas abweichende Resultate.

Viel verläßlicher als mittels wie immer gearteter Formeln lassen sich die Mittelwerte der im Dampfcylinder (hinter und vor dem Kolben) herrschenden Dampftemperaturen nach der Größe der hinter und vor dem Dampfkolben herrschenden **mittleren** Dampfspannungen mit Hilfe der Fliegnerschen Dampftabelle beurteilen. Bezeichnet t_m die der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung p_m entsprechende mittlere Hinterdampftemperatur und t_v die der mittleren (hinderlichen) Vorderdampfspannung p_v entsprechende mittlere Vorderdampftemperatur, so hat man

$$T_m = \tfrac{1}{2}(t_m + t_v) \quad . \; . \; 91\gamma)$$

*) Von dem hiermit übereinstimmenden Ausdrucke

$$t - T_m = \frac{t - t'}{1 + \frac{l_1}{l}}$$

wurde in dem „Practischen Teile" dieses Hilfsbuches Gebrauch gemacht, indem hierin der Abkühlungsverlust C_i'' nach der Formel ermittelt erscheint:

$$\sqrt{c}\, C_i'' = \text{Const.} \sqrt{p}\, \frac{t - t'}{1 + \frac{l_1}{l}} \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \frac{1}{p}$$

Wenn auch diese Formel für die Anwendung in allen Fällen hinlänglich plausible Resultate liefert, so soll hier in dem „Theoretischen Teile" dennoch eine eingehendere Beleuchtung dieser unstreitig schwierigsten Aufgabe der ganzen Dampfmaschinen-Theorie Platz finden. Das langjährige Bestreben des Verfassers, dem äußerst complicierten Gesetze des Abkühlungs-Verlustes nach aller Möglichkeit nahe zu treten, d. h. alle hierbei Einfluß habenden Factoren in bestmöglichste Berücksichtigung zu ziehen, mag hiermit zu einem endlichen Abschlusse gelangen. Im Vergleiche mit der zweiten Auflage wird hier eine namhafte Vereinfachung, — zugleich Verbesserung eintreten, wie dies schon in der dritten Auflage der Fall war.

In dem Folgenden wird durch tabellarische Angaben über die mittleren (absoluten) Spannungen hinter und vor dem Kolben, sowie auch durch die zugehörigen Temperaturangaben dafür gesorgt werden, daß der Mittelwert T_m der Dampftemperaturen nach Möglichkeit unter allen Umständen nach 91 γ) leicht ermittelt werden könne. Bei den betreffenden Ausführungen über den Abkühlungsverlust wollen wir demnach die Größe T_m bezw. die maßgebende Temperatur-Differenz $t - T_m$ als solche fortführen, ohne einen besonderen Ausdruck hierfür aufzustellen; stillschweigend wird hierbei stets $T_m = {}^1\!/_2\,(t_m + t_v)$ nach 91 γ) gemeint sein.

Wir könnten nun zuvörderst und nur vorderhand annnehmen, daß die Cylinderwände (einschließlich der Deckel und der Oberflächen der schädlichen Räume) die nach dem Vorangehenden zu ermittelnde mittlere Dampftemperatur T_m annehmen und behalten, was jedoch nur unter der Voraussetzung überhaupt möglich wäre, daß den genannten Wänden von außen irgend eine Wärme weder zugeführt, noch auch entzogen würde; mit anderen Worten: Die mittlere Dampftemperatur T_m wäre zugleich die mittlere Wandtemperatur bei Maschinen ohne Dampfhemd voraussetzlich einer absolut wärmedichten Umhüllung des Cylinders, der Deckel etc.

Bei den Dampfhemdmaschinen wird durch die Vorgänge innerhalb des Dampfcylinders die gleiche mittlere Temperatur T_m auf der inneren Seite der Wände bedungen, während auf der Außenseite dieser Wände der Heizdampf mit der constanten Temperatur t des Admissionsdampfes wirkt; sonach müßten die Wände eine Temperatur annehmen, gleich dem arithmetischen Mittel zwischen T_m und t. Dies gibt für Dampfhemdmaschinen — vorausgesetzt, daß die sämtlichen Wände (einschließlich der Kolbendeckel und der Wände der schädlichen Räume) geheizt wären — eine mittlere Wandtemperatur

hieraus folgt

$$\left.\begin{aligned} T_m' &= \frac{1}{2}\,(T_m + t) \\ t - T_m' &= \frac{1}{2}\,(t - T_m) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 92)$$

d. h. bei den Dampfhemdmaschinen wäre (unter den oben ausgesprochenen Voraussetzungen) die Differenz zwischen der Admissionstemperatur und der Wandtemperatur genau nur halb so groß, als bei den Maschinen ohne Hemd.

Wenn man sonach, wie es anscheinend naturgemäß erscheint, annehmen würde, daß der im weiteren näher zu behandelnde Admissionsverlust, d. h. der Abkühlungsverlust in der Admissionsperiode, der eben bezeichneten Temperaturdifferenz proportional sei, so wäre dieser Verlust (Niederschlag an den Wänden innerhalb des Dampfcylinders) unter sonst gleichen Umständen (Spannung, Füllung, Geschwindigkeit etc. betreffend) in einer gewissen Zeit oder für einen einzelnen Hub bei einer Dampfhemdmaschine genau nur halb so groß, als bei einer Maschine ohne Hemd. In Anbetracht, daß die Dampfhemdmaschine unter den gewissen sonst gleichen Umständen auch eine ansehnlich größere Leistung auf ihrer Seite hat, wird hierdurch die Condensation im Dampfhemde (als Vermehrung des Abkühlungsverlustes einer Dampfhemdmaschine) großenteils paralysiert, und es sollte sonach selbst der gesamte Abkühlungsverlust (einschließlich der Condensation im Hemde) pro Pferdekraft und Stunde bei einer Dampfhemdmaschine nicht ansehnlich mehr betragen als die Hälfte dieses Verlustes bei einer Maschine ohne Hemd! Dies ist nun erwiesenermaßen nicht der Fall; die Dampfersparnis auf seite des Dampfhemdes ist tatsächlich eine bedeutend geringere; es kann aber auch füglich nicht der Fall sein, weil die Bedingungen, unter welchen die mittleren Dampftemperaturen T_m und T_m' zugleich die mittleren Wandtemperaturen wären, nie eintreffen! Und doch müssen wir mit den Dampftemperaturen rechnen, da wir nur diese, keineswegs aber die wirklichen Wandtemperaturen kennen!

Der Umstand, daß die Dampfersparnis auf seite des Dampfhemdes tatsächlich bedeutend kleiner ist, als sie sich rechnungsmäßig herausstellt, wenn man den Abkühlungsverlust der Differenz $t - T_m$ (zwischen der Admissionstemperatur t und der mittleren Dampftemperatur T_m) als proportional annimmt, führt uns auf die Vermutung, daß der Abkühlungsverlust der Quadratwurzel aus jener Temperatur-Differenz als proportional anzunehmen sei, wenn man mittels der betreffenden Verlust-Formel mit den einschlägigen Versuchsresultaten möglichst übereinstimmende Rechnungsresultate erhalten will, worauf es hier doch vornehmlich, ja ausschließlich ankommt.

Die ausgesprochene Vermutung wurde mir zur Gewißheit, als ich diesbezügliche Rechnungs-Combinationen anstellte, welche ergaben, daß bei Einsetzung des Factors $t - T_m$ in die Dampfverlust-Formel der numerische Coëfficient derselben für die Condens.-Maschinen ein anderer sein müßte, als bei den Auspuff-Maschinen, und daß bei Einsetzung von $\sqrt{t - T_m}$ als Factor dieser Coëfficient für beide Maschinen-Gattungen gleich groß ausfällt, wie es sich allerdings gehört.

Die Quadratwurzel spielt indes bei dem Abkühlungsverluste noch eine anderweitige Rolle, nämlich in Beziehung auf die Zeit. Der Abkühlungs- als Admissionsverlust einer gewissen Maschine (von gegebenen Dimensionen bei gewissen Dampfspannungen etc.) ist nämlich in einer gewissen Zeit, z. B. pro Stunde, naturgemäß desto größer, je schneller einerseits die Maschine läuft, d. h. je größer ihre Kolbengeschwindigkeit c ist, und je länger andererseits die Admission dauert, d. h. je größer der Füllungswinkel φ ist, — beides im Verhältnis der Quadratwurzel. Hiernach ist der Abkühlungsverlust pro Stunde der Größe $\sqrt{\varphi c}$ proportional.*) Hierbei ist der Füllungswinkel, d. i. der während der Admission zurückgelegte Kurbelwinkel

$$\varphi = \text{arc. sin. vers. } 2 \frac{l_1}{l}$$

§ 53.

Die Factoren der Formel für den Abkühlungsverlust.

Mit Rücksicht auf das Vorhergehende wird sich in der Admissionsperiode an den den Dampf einschließenden Wänden während einer gewissen Zeit, — sei es pro Stunde — eine Dampfmenge (dem Gewichte nach) niederschlagen, welche ein Vielfaches sein wird:

a) von der Quadratwurzel aus der Dampftemperatur-Differenz $(t - T_m)$;
b) von der Abkühlungsfläche (in selbstverständlicher Weise);
c) von einem empirischen Factor, welcher mit der Dampfdichte zu- und abnimmt, wovon demnächst das weitere folgt;

*) Die ursprüngliche Annahme, „daß der Abkühlungsverlust während der Admission bei einem einzelnen Hube proportional ist der (zeitlichen) Admissionsdauer", steht in naher Beziehung mit Grashofs betreffender Regel. Ich fand mich bereits in der 2. Auflage dieses Buches veranlaßt, dieser ersten eine zweite Annahme entgegen zu halten, nämlich die obige Annahme, daß der Admissionsverlust pro Stunde der Größe $\sqrt{\varphi c}$ proportional ist. In der zweiten Auflage habe ich — aber nur mit Widerwillen — beide Annahmen festgehalten und aus den betreffenden beiden Berechnungsresultaten gezwungenerweise die arithmetischen Mittel genommen. Infolge dessen war ich (um den Gesamt-Dampfconsum mit den Erfahrungs-Resultaten übereinstimmend zu erhalten) weiter gezwungen, den Dampflässigkeitsverlust in dem „Theoretischen Teile" (der 2. Auflage) anders zu bemessen, als in dem „Practischen Teile". Dieser Unzukömmlichkeit wird in der dritten und vierten Auflage begegnet, und zugleich dem tatsächlichen Verhalten des Admissionsdampfes bei seiner Abkühlung nach allem Ermessen besser Rechnung getragen, indem ich die anfangs gedachte (erste) Annahme fallen lasse und nur die zweite, bereits oben geltend gemachte Annahme (nämlich die Proportionalität mit $\sqrt{\varphi c}$) festhalte.

d) von der Quadratwurzel aus dem Producte der Kolbengeschwindigkeit c und des Füllungswinkels φ, d. h. von der Größe $\sqrt{\varphi c}$, wobei $\varphi =$ arc. sin. vers. $2\frac{l_1}{l}$;

e) von dem betreffenden empirisch festzusetzenden numerischen Coëfficienten.

Note. Die während der Admission im Dampfcylinder an den Wänden zur Condensation gelangende Dampfmenge bildet die Gesamtmenge des Abkühlungsverlustes bei den Maschinen ohne Hemd; es findet zwar eine weitere Abkühlung des Dampfes an den Wänden (abgesehen von der Abkühlung, welche die Expansion mit Arbeitsverrichtung an und für sich mit sich bringt, und welche als Dunstbildung in dem expandierenden Dampfe sich äußert) auch noch während der Expansion und zwar so lange statt, als der expandierende Dampf eine höhere Temperatur im Vergleiche mit der tatsächlichen Wandtemperatur besitzt; allein dieser Niederschlag an den Wänden nach bereits erfolgter Absperrung des Admissionsdampfes ist schon einbegriffen in der während der Admission in den Cylinder eintretenden Dampfmenge; derselbe beeinträchtigt sonach zwar die Größe der Expansionswirkung (was bereits abgetan ist), gehört jedoch keineswegs zum Dampfverluste.

Bei den Dampfhemdmaschinen kommt zu der während der Admission innerhalb des Dampfcylinders an den Wänden niedergeschlagenen Dampfmenge die in dem Dampfhemde condensierte Dampfmenge als ein Plus an Abkühlungsverlust additiv hinzu, wovon später das Weitere folgt.

§ 54.

Abkühlungsverlust der Eincylinder-Maschinen (ohne und mit Dampfhemd).

Zu den in dem Vorhergehenden unter a), b), c), d) und e) aufgezählten Factoren ist für eine Eincylinder-Maschine das Folgende zu bemerken:

Ad a). Der erste in die Formel für den Abkühlungsverlust einzusetzende Factor ist bei Maschinen ohne Hemd nach dem obigen

$$\sqrt{t - T_m} \quad . \quad . \text{ ad a)}$$

wobei am besten nach 91 . γ) $T_m = {}^1/_2\ (t_m + t_v)$ zu setzen ist; hierin bezeichnet nach dem Vorausgegangenen:

t_m die zu der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung p_m (nach Fliegners Tabelle) gehörige mittlere Hinterdampftemperatur,

t_v die zu der mittleren (hinderlichen) Vorderdampfspannung p_v (nach Fliegners Tabelle) gehörige mittlere Vorderdampftemperatur.

Die Werte von p_m und p_v sind in der „Theoretischen Tabelle J" (S. **16** und **17**), sowie die zugehörigen Werte von t_m und t_v in der „Theoretischen Tabelle K" (S. **18** und **19**) für alle Maschinengattungen übersichtlich zusammengestellt.

Ad b). Als zweiter Factor fungiert die Abkühlungsfläche; dieselbe besteht erstlich aus der Cylinderdeckelfläche ${}^1/_4\ D^2\pi$ und der Kolbenfläche von der gleichen Größe, welche beiden Flächen in der Gesamtgröße ${}^1/_2\ D^2\pi$ während der ganzen Dauer der Admission die abkühlende Wirkung äußern.

Hierzu kommt die Cylindermantelfläche und die Oberfläche des schädlichen Raumes. Was zunächst den schädlichen Raum betrifft, dessen Ober-

fläche in gleicher Weise, wie die beiden Deckelflächen, während der ganzen Dauer der Admission kühlend wirkt, wollen wir den üblichen Ausführungen im Mittel entsprechend die Annahme machen, der durchschnittliche Querschnitt des schädlichen Raumes (einbeziehlich des zwischen Kolbendeckel und Cylinderdeckel eingeschlossenen Teiles) betrage beiläufig ein Drittel des Cylinder-Querschnittes $1/4\, D^2 \pi$ (auf die Dampfkanäle entfällt hierbei ein Querschnitt, beiläufig gleich $1/10$ bis $1/12$ der Kolbenfläche). Bei dem Coëfficienten m des schädlichen Raumes und dem absoluten Volumen $\frac{D^2 \pi}{4} l\, m$ desselben entspricht dieser Annahme die Gesamt-Oberfläche des schädlichen Raumes (abgerundet)

$$2\, D \pi\, l\, m$$

Die Cylindermantelfläche selbst kommt während der Admission als kühlend mit dem Anteile $D \pi\, l \frac{l_1}{l}$ und zwar derart in Betracht, daß dieselbe von Null angefangen allmählich bis zu diesem ganzen Betrage zur Wirksamkeit gelangt, wonach, ohne einen irgend ansehnlichen Fehler zu begehen, während der ganzen Admission die Hälfte dieser Fläche als wirksam angenommen werden kann*), d. h. die Fläche

$$1/2\, D \pi\, l \frac{l_1}{l}$$

Im ganzen ist somit die abkühlend wirksame Cylindermantelfläche einschließlich des schädlichen Raumes

$$1/2\, D \pi\, l \frac{l_1}{l} + 2\, D \pi\, l\, m = 1/2\, D \pi\, l \left(\frac{l_1}{l} + 4\, m\right)$$

Einschließlich der summarischen Cylinder- und Kolben-Deckelfläche $1/2\, D^2 \pi$ beträgt daher die abkühlend wirksame Gesamtfläche

$$1/2\, D^2 \pi + 1/2\, D \pi\, l \left(\frac{l_1}{l} + 4\, m\right) = 1/2\, D^2 \pi \left\{1 + \frac{l}{D}\left(\frac{l_1}{l} + 4 m\right)\right\} \quad . \quad . \text{ ad b)}$$

Bemerkung. Der sichtlich (namentlich bei kleinen Füllungen) sehr bedeutende Einfluß des schädlichen Raumes auf die Größe der Abkühlungsfläche (indem zu l_1/l das 4 fache m additiv hinzukommt) läßt diesen Raum von diesem Gesichtspunkte als wirklich schädlich, weil dampfzehrend, erscheinen. Diese ungünstige Wirkung macht einerseits einen möglichst kleinen schädlichen Raum namentlich bei solchen Maschinen wünschenswert, welche vorwiegend mit kleinen Füllungen

---

*) Durch diese Annahme umgeht man eine ziemlich umständliche Integration, welche die hier angestrebte möglichste Einfachheit der Darlegung in hohem Grade alterieren und den obigen Ansatz $1/2\, D \pi\, l \frac{l_1}{l}$ dennoch nur sehr unbedeutend abändern würde. Siehe hierüber Grashofs Abhandlung in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1884 S. 293 und in desselben Autors „Theorie der Kraftmaschinen" S. 737 bis 742, woselbst die dortige Function $f\,(q_1)$ für die vorkommenden Füllungen $\frac{l_1}{l}$ (dortselbst e_1) den abgerundeten Wert $1{,}1 \frac{l_1}{l}$ annimmt, wonach anstatt des obigen $1/2\, D \pi\, l \frac{l_1}{l}$ genauer $0{,}55\, D \pi\, l \frac{l_1}{l}$ zu setzen wäre. In bezug auf diese geringe Abweichung wird der unvermeidliche empirische Coëfficient ohnehin das seinige tun, bezw. es wäre mit Rücksicht auf die Unvermeidlichkeit dieses empirischen Coefficienten und noch anderer unmöglicherweise streng theoretisch zu erschwingenden Dinge bei der vorliegenden Ausmittlung eine Complication zur Vermeidung dieser Abweichung keineswegs preiswürdig.

arbeiten, andererseits läßt sich diese ungünstige Wirkung auch von diesem Standpunkte durch dasselbe Mittel im wesentlichen paralysieren, welche bereits von einem anderen Gesichtspunkte als ersprießlich befunden worden ist, nämlich durch die Anwendung einer ansehnlichen Compression. Da bei der Compression des gesättigten (eventuell auch des mäßig übersättigten) Dampfes mehr weniger überhitzter Dampf entsteht, jedenfalls aber Erwärmung des Dampfes stattfindet, so steigt bei entsprechend hoher Compression die Dampftemperatur in der Regel über die Wandtemperatur. Hierdurch werden die Wandungen des schädlichen Raumes erwärmt und wird somit die Abkühlung des Admissionsdampfes an diesen Wandungen in einer ähnlichen Weise herabgemindert, als ob ein kleinerer (als der wirkliche) schädlicher Raum vorhanden wäre; dies gibt uns auch einen Fingerzeig, wie etwa der diesbezüglichen Wirkung der Compression bei der Berechnung des Abkühlungsverlustes Rechnung zu tragen wäre; es wird dies einfach in der Art geschehen, daß man bei vorhandener ansehnlicher Compression einen kleineren (als den wirklichen) schädlichen Raum für den Abkühlungsverlust als wirksam annimmt, d. h. etwa 0,6 bis 0,75 m anstatt m, somit 2,5 bis 3 m anstatt 4 m in die betreffende Formel einsetzt. (Calculiert aus Prof. Dörfels Versuchen*).)

Ad c). Was den oben erwähnten empirischen Factor betrifft, „welcher mit der Dampfdichte zu- und abnimmt“, so kann man zunächst die folgende schlichte Erklärung in Betracht ziehen: Bei einer gewissen auf die Abkühlung wirkenden Temperaturdifferenz wird die Menge des an den abkühlenden Wänden tropfbar niedergeschlagenen Dampfes auch noch desto größer sein, je dichter dieser Dampf ist, denn nach Maßgabe der größeren Dichte kommt eine größere Anzahl von Molekülen desselben mit der kühlenden Wandfläche in Berührung und wird tropfbar niedergeschlagen; ob hierbei einfache Proportionalität der Dichte σ oder aber ein anderes Abhängigkeitsverhältnis von Dichte oder Spannung stattfinde, ist theoretisch nicht eruiert und kann nur auf Grundlage von Versuchsresultaten annähernd angegeben, bezw. in der betreffenden Formel angenommen werden**). Es ist auch vollends gleichgültig, ob die eben versuchte schlichte Erklärung des Vorganges auf formelle Richtigkeit Anspruch machen kann: die Hauptsache ist, daß die zu entwickelnde Dampfverlustformel mit wachsender Spannung einen annähernd solchen Verlauf des Dampfverlustes liefere, wie derselbe durch die Resultate der an den Dampfmaschinen abgeführten Versuche nachgewiesen worden ist! Dieser wichtigste Umstand verlangt nun nach sehr zahlreich angestellten

---

*) Indem jedoch der durch die Compression überhitzte Dampf einen Teil seiner Wärme an die Wände abgibt, kühlt er sich dadurch selbst ab, und zwar entweder nur in dem Maße, daß seine Temperatur die Sättigungstemperatur kaum erreicht, oder aber (unter gewissen Umständen) derart, daß die Dampftemperatur unter die Sättigungstemperatur sinkt und sogen. „Vorcondensation“ hervorgerufen wird. In diesem letzteren Falle wird die Compression weniger dampfsparend, oder auch (möglicherweise und über eine gewisse Grenze hinaus) gar nicht dampfsparend sein. Näheres darüber enthält der Zusatz am Schlusse des § 57.

**) Zwar ist der dichtere Admissionsdampf eo ipso auch wärmer als der minder dichte, allein in einem viel zu kleinen Verhältnisse; die diesfalls maßgebende Temperaturdifferenz $t - T_m$ beträgt z. B. für eine Condens.-Maschine mit $\frac{l_1}{l} = 0{,}20$ bei $p = 4$ Atm. rund 50°, bei $p = 8$ Atm. (also bei der nahezu doppelten Dichte) rund 65° (d. i. nur um 30% mehr); übrigens haben wir selbst diesem geringfügigen (weil eben nur der Temperatur Rechnung tragenden) Einflusse durch die Notwendigkeit der Einsetzung von $\sqrt{t - T_m}$ anstatt $(t - T_m)$ als Factor „die Spitze abgebrochen“; der Dampfdichte muß sonach separat Rechnung getragen werden, wenn man sich mit den Erfahrungs- (Versuchs-) Resultaten über den Dampfverlust nicht in Widersprüche setzen will.

Combinationen die Einsetzung eines Factors, welcher für Maschinen ohne Hemd mindestens $= \sigma$ sein muß. Die Versuche in Creusot vom Jahre 1883 (behandelt in „Annales des mines" 1884, tome VI, 5e livr. p. 197 . . .) würden sogar die Einsetzung einer höheren Potenz (als der ersten) von σ erheischen; daß auch dies möglich ist, wird sofort erklärlich, wenn man annimmt, daß man daselbst mit etwas feuchtem Dampfe arbeitete, welcher eben ein größeres specifisches Gewicht besitzt, als der gesättigte Dampf von gleicher Spannung. Indem ich die Resultate dieser Versuche zahlreichen andern entgegenhielt, entschloß ich mich zuletzt bei Maschinen ohne Hemd für den Factor

$$p \quad . \quad . \text{ ad c)}$$

welcher bei gesättigtem Dampfe der Dichte desselben nahe proportional und für practische Berechnungen handlicher ist, als eben die Dichte selbst.

Bei den Dampfhemdmaschinen setzt sich der Abkühlungsverlust aus zwei Teilen zusammen, wovon der erste (nämlich der eigentliche Admissionsverlust) gemäß dem Vorausgegangenen gegen 70% des Verlustes ohne Hemd betragen kann und jedenfalls das Gesetz der Maschinen ohne Hemd befolgt, also der Spannung p einfach proportional angenommen werden kann, während der zweite Anteil aus der Condensationsmenge im Dampfhemde besteht, und (anstatt der einfachen Spannung p) etwa der Größe $\sqrt[3]{p}$ proportional angenommen werden kann (wie dies von Prof. A. Káš für die Condensationsmenge in Dampfleitungen beiläufig befunden worden ist; die Condensation im Dampfhemde dürfte aber nach einem ähnlichen Gesetze, wie in einer Dampfleitung vor sich gehen). Will man diese beiden Anteile nicht separat berechnen, sondern den Gesamtverlust der Dampfhemdmaschinen (einschließlich der Condensation im Dampfhemde) nach einer einzigen Formel (wie ohne Hemd) ermitteln, so wird in diese Formel ein Factor zwischen p und $\sqrt[3]{p}$, jedoch viel näher an p, passenderweise $\sqrt[4]{p^3}$ einzusetzen sein. Selbstverständlich wird sodann der numerische Erfahrungs-Coëfficient der Dampfverlustformel von jenem der Maschinen ohne Hemd etwas verschieden sein.

Ad d). Der Abkühlungs- als Admissionsverlust in einer gewissen Zeit, sei es pro Stunde, ist der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit c und aus dem Füllungswinkel φ proportional; der einzusetzende Factor ist sonach

$$\sqrt{\varphi c} \quad . \quad . \text{ ad d)}$$

Mit Beachtung der ad a), ad b), ad c) und ad d) gegebenen Erklärungen ergibt sich, indem wir die Festsetzung des numerischen Coëfficienten erst bei der schließlichen Formel vornehmen werden, als Abkühlungsverlust (in einer Stunde) für Maschinen ohne Dampfhemd, und sagen wir auch gleich ohne (namhafte) Compression, die Größe

$$Q'' = \text{Coëff. } \sqrt{t - T_m} \cdot {}^1/_2 D^2 \pi \left\{ 1 + \frac{l}{D} \left(\frac{l_1}{l} + 4m \right) \right\} \cdot p \cdot \sqrt{\varphi c} \quad . \quad . \quad 93)$$

Hält man diese Beziehung mit der Gleichung 71 resp. 72), nämlich mit

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\, O\, c\, p_i = \frac{400}{3}\, O\, c\, p_i$$

zusammen, und beachtet, daß $\frac{1}{4} D^2 \pi$ mit der wirksamen Kolbenfläche O nahezu identisch (und jedenfalls proportional) ist, so ergibt sich (durch Division von Q'' mit N_i) der Abkühlungsverlust pro indicierte Pferdekraft in der Stunde:

$$C_i'' = \frac{Q''}{N_i} = \text{Const.} \sqrt{t - T_m} \, p \sqrt{\varphi} \left\{ 1 + \frac{l}{D} \left(\frac{l_1}{l} + 4m \right) \right\} \frac{1}{\sqrt{c}} \frac{1}{p_i}$$

Mit Einsetzung des aus den Versuchsresultaten gefolgerten numerischen Coëfficienten folgt für Eincylinder-Maschinen ohne Dampfhemd:

$$\sqrt{c} \, C_i'' = 0{,}20 \sqrt{t - T_m} \, p \sqrt{\varphi} \left\{ 1 + \frac{l}{D} \left(\frac{l_1}{l} + 4m \right) \right\} \frac{1}{p_i} \quad . \; . \; 94)$$

Hierin ist $T_m = \frac{1}{2}(t_m + t_v)$, wobei die Werte von t_m und t_v (nebst t) aus der Theoretischen Tabelle K, S. 18 zu entnehmen sind, während

$$\varphi = \text{arc. sin. vers. } 2 \frac{l_1}{l}$$

Für die Dampfhemd-Maschinen ist, wenn man den gesamten Abkühlungsverlust derselben (den eigentlichen Admissionsverlust vermehrt um die im Dampfhemde condensierte Dampfmenge) mittels einer einzigen Formel ermitteln will, wie im vorhergehenden erklärt wurde, der Factor p (welcher in 94) anstatt der Dichte fungiert) durch den Factor $\sqrt[4]{p^3}$ zu ersetzen und der numerische Coëfficient entsprechend abzuändern.

Hiernach hat man für den Abkühlungsverlust der Eincylinder-Dampfhemd-Maschinen (einschließlich der Condensation im Dampfhemde):

$$\sqrt{c} \, C_i'' = 0{,}25 \sqrt{t - T_m} \sqrt[4]{p^3} \sqrt{\varphi} \left\{ 1 + \frac{l}{D} \left(\frac{l_1}{l} + 4m \right) \right\} \frac{1}{p_i} \quad . \; . \; 95)$$

Hierin sind für die mittlere Dampftemperatur $T_m = \frac{1}{2}(t_m + t_v)$ die Werte von t_m und t_v (nebst t) abermals aus der Theoretischen Tabelle K, S. 18 zu entnehmen, während

$$\varphi = \text{arc. sin. vers. } 2 \frac{l_1}{l}$$

Welcher Anteil von diesem Gesamtverluste auf das Dampfhemd (Condensation in demselben) entfällt, kann immerhin auf Grundlage gewonnener Versuchsresultate separat ausgemittelt werden.

Um die Ausdrücke 94) und 95) nach der diesem Buche eigentümlichen Methode tabellarisch behandeln, d. h. für die Größe $\sqrt{c}\, C_i''$ fertige numerische Werte angeben zu können, wird zunächst für den Coëfficienten m des schädlichen Raumes ein Mittelwert ($m = 0{,}04$) anzunehmen, und außerdem das durchschnittliche Hubverhältnis $\frac{l}{D} = 2$ in Rechnung zu bringen sein. Alsdann wird für jede Maschinengattung die Größe $\sqrt{c}\, C_i''$, correspondierend mit p_i und mit $T_m = \frac{1}{2}(t_m + t_v)$, lediglich von der Admissionsspannung p und von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ abhängig, bezw. durch diese beiden charakteristischen und geläufigen Größen gegeben sein. Um aber die tabellarischen Angaben über $\sqrt{c}\, C_i''$ auch für andere Hubverhältnisse $\frac{l}{D}$ (welche von der Größe $= 2$ verschieden sind) benutzen zu können, werden diese Angaben mit dem Coëfficienten

$$\frac{1 + \frac{l}{D}\left(\frac{l_1}{l} + 4m\right)}{1 + 2\left(\frac{l_1}{l} + 4m\right)} \quad . \; . \; 96)$$

zu corrigieren sein, welcher Corrections-Coëfficient (bei der durchschnittlichen Annahme $m = 0{,}04$) außer von $\frac{l}{D}$ auch von der Füllung $\frac{l_1}{l}$ abhängig erscheint und in einer hinzugefügten Tabelle numerisch anzugeben sein wird.

§ 55.

Der Dampfhemdverlust als Anteil des Abkühlungsverlustes bei Dampfhemd-Maschinen.

Wir wollen nun denjenigen Anteil des Abkühlungsverlustes, welcher bei den Dampfhemd-Maschinen auf das Dampfhemd selbst entfällt, jedoch in dem nach vorhergehendem auszumittelnden Abkühlungsverluste bereits einbegriffen ist, separat rechnungsmäßig beurteilen.

Für diesen Verlustanteil (Condensation im Dampfhemde) ist die mittlere Temperatur der abkühlend wirkenden Cylinderwände nach 92)

$$T_m' = {}^1/_2 (T_m + t)$$

In dem Dampfhemde ist fortwährend (ähnlich wie bei einer Dampfleitung durchströmend) Dampf von der Spannung p und der zugehörigen Temperatur t vorhanden; es wirkt somit auf die Abkühlung dieses Dampfes ein Temperatur-Unterschied

$$t - T_m' = {}^1/_2 (t - T_m)$$

wobei in bereits bekannter Weise die mittlere Dampftemperatur

$$T_m = {}^1/_2 (t_m + t_v)$$

aus den mittleren Dampfspannungen p_m und p_v (hinter und vor dem Kolben) gefolgert, bezw. aus der Theoretischen Tabelle K, S. 18 entnommen werden kann.

In Übereinstimmung mit dem Vorhergehenden (§ 53) kann in einer gewissen Zeit (sagen wir wieder pro Stunde)

ad a) der Abkühlungsverlust auch im Dampfhemde der Wurzelgröße

$$\sqrt{t - T_m'} \text{ beziehentlich jener } \sqrt{t - T_m}$$

als proportional angenommen werden.

ad b) Als Abkühlungsfläche fungieren unausgesetzt, wenn außer der Cylindermantelfläche $D \pi l$ auch die beiden Cylinderdeckelflächen zusammen $\frac{1}{2} D^2 \pi$ geheizt sind, eben diese Flächen in dem Gesamtbetrage

$$\frac{1}{2} D^2 \pi + D \pi l = D^2 \pi \left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D} \right)$$

Bemerkung. Die angesetzte Abkühlungsfläche betrifft die Abkühlung seitens des Cylinderdampfes. Streng genommen käme die Abkühlung seitens der äußeren Dampfmantelflächen dazu, welche allerdings durch eine möglichst wärmedichte Umhüllung tunlichst paralysiert wird; die betreffende Abkühlungsfläche ist indes der eben angesetzten nahe proportional und es wäre wohl kaum der Mühe wert, für die Abkühlung im Dampfhemde zwei besondere Anteile, nämlich die Abkühlung von innen (von den Cylinderwänden) und jene von außen (von dem umhüllten Mantel) zu unterscheiden und rechnungsmäßig apart zu behandeln.

ad c). Als derjenige Factor, welcher mit der Dichte des zu condensierenden Dampfes, bezw. mit dessen Spannung p zusammenhängt, ist hier, um auch diesfalls mit den Versuchsresultaten möglichst übereinstimmende Rechnungsresultate zu erhalten, wie auf S. 184 angedeutet wurde,

$$\sqrt[3]{p}$$

einzusetzen.

Note. Die Abkühlung im Dampfhemde ist nämlich in dortselbst erwähnter Weise mit jener in den Dampfleitungen gesetzmäßig verwandt, und in den letzteren (somit auch in den ersteren) kann die Abkühlungs- (Condensations-) Menge in einer gewissen Zeit nach Combinationen meines Mitarbeiters, Prof. A. Káš, der Größe $\sqrt[3]{p}$ proportional angenommen werden.

ad d). Die Dauer der Abkühlung kommt hier insofern außer Betracht, als die Abkühlungsmenge in einer gewissen Zeit im Dampfhemde (ebenso wie in einer Dampfleitung) dieser Zeit einfach proportional ist, somit in dem betreffenden numerischen Coëfficienten als Factor einbegriffen sein wird.

Mit Beachtung der ad a, b, c, d eben gegebenen Ansätze ergibt sich für den Abkühlungsverlust in dem Dampfhemde pro Stunde der Ausdruck

$$Q'' = \text{Coëff.} \sqrt{t - T_m}\, D^2 \pi \left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D} \right) \sqrt[3]{p}$$

Hält man dieser Beziehung jene 71) resp. 72) nämlich

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75}\, Ocp_i = \frac{400}{3}\, Ocp_i$$

entgegen und beachtet, daß $D^2 \pi$ und O als einander proportional angenommen werden können, so erhält man (indem man $\mathfrak{Q}''$ durch N_i dividiert) den Abkühlungsverlust $\mathfrak{C}_i''$ in dem Dampfhemde pro indicierte Pferdekraft in der Stunde, und zwar ergibt sich:

$$c\, \mathfrak{C}_i'' = \text{Const.} \sqrt{t - T_m}\, \sqrt[3]{p} \left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D} \right) \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 97)$$

Um auch diesen Ausdruck tabellarisch behandeln, d. h. für gegebene p und $\frac{l_1}{l}$ fertige (numerische) Werte des Productes $c\,\mathfrak{C}_i''$ ansetzen zu können, nehmen wir vorläufig das Hubverhältnis

$$\frac{l}{D} = 2$$

an, wodurch $\frac{1}{2} + \frac{l}{D} = 2{,}5$ wird, somit in den numerischen Coëfficienten übergeht, und man hat einfach:

$$c\, \mathfrak{C}_i'' = \text{Const.} \sqrt{t - T_m}\, \sqrt[3]{p}\, \frac{1}{p_i} \quad . \quad . \; 97')$$

Die hiermit erhaltenen Werte von $\mathfrak{C}_i''$ bezw. von $c\,\mathfrak{C}_i''$ werden sodann für das jeweilige Hubverhältnis $\frac{l}{D}$ mit dem Coëfficienten

$$\frac{1}{2{,}5}\left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D} \right) = 0{,}4 \left(0{,}5 + \frac{l}{D} \right) \quad . \quad . \; 98)$$

zu corrigieren sein.

Note. Der constante Coëfficient („Const.") in 97') wäre den Versuchsresultaten entsprechend numerisch zu bestimmen, und zwar einmal für die vorausgesetzte Heizung auch der Cylinderdeckel, das anderemal für die (meistens vorkommende) Heizung des Cylinders allein. Für diesen letzteren Fall bleibt nämlich die Formel 97') (bis auf die Größe des numerischen Coëfficienten) für $\frac{l}{D} = 2$ aufrecht, der Corrections-Coëfficient à Conto des Hubverhältnisses erhält jedoch anstatt 98) den Wert

$$\frac{1}{2}\,\frac{l}{D} \quad . \quad . \quad 98')$$

d. h. der Dampfhemdverlust (pro indicierte Pferdekraft und Stunde) ist diesfalls dem Hubverhältnisse $\frac{l}{D}$ einfach proportional. Der Verfasser kam bisher nicht dazu, die Formel 97') numerisch auszubeuten, und hat diesen Gegenstand nur deshalb hier aufgenommen, damit er nicht in Vergessenheit gerate, obwohl er allerdings nur eine akademische Bedeutung hat.

§ 56.

Abkühlungsverlust der Zweicylinder-Maschinen und der Dreicylinder-Maschinen (Verbundmaschinen).

Der zu rechnende Abkühlungsverlust findet lediglich während der Admission im Hochdruck-Cylinder statt; weitere Condensationserscheinungen (bei der Expansion im Hochdruckcylinder, bei der Admission und Expansion in den Expansions-Cylindern) beeinträchtigen nur die Größe der Dampfwirkung und sind diesfalls als bereits (in der indicierten Spannung etc.) berücksichtigt anzusehen. Jedenfalls kommt aber zu dem genannten Abkühlungsverluste (Admissionsverluste des Hochdruck-Cylinders) die Abkühlung bezw. Condensation in seinem Dampfhemde, ferner in den Dampfhemden der Expansions-Cylinder und in den Receivern (im Falle auch diese geheizt sind) additiv hinzu, und könnte entweder separat gerechnet werden, oder aber kann (einfacher) in den Admissionsverlust des Hochdruckcylinders (mutatis mutandis — wie dies bei den Eincylinder-Dampfhemdmaschinen im Vergleiche mit solchen ohne Hemd geschehen ist) einbezogen werden.

Für den Admissionsverlust des Hochdruck-Cylinders bezeichne (vorwiegend wie bisher), zunächst bei einer Zweicylinder-Maschine:

p die absolute Admissionsspannung,
t die zugehörige Dampftemperatur;
p_m die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung im Hochdruckcylinder,
t_m die zugehörige mittlere Hinterdampftemperatur;
p_v' die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung im Hochdruckcylinder — abgesehen von dem unvermeidlichen Spannungsverlust bei dem Dampfübertritte zugleich die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung im Expansionscylinder,
t'_v die zugehörige mittlere Vorderdampftemperatur im Hochdruckcylinder;
$T_m = {}^1/_2\,(t_m + t'_v)$ die mittlere im Hochdruckcylinder herrschende Dampftemperatur;
$\frac{v}{V}$ das Cylinder-Volumenverhältnis,

O' die wirksame Kolbenfläche
D' den Kolbendurchmesser
l' den Hub
m' den Coëffic. des schädlichen Raumes
} des Hochdruckcylinders,

$\frac{l_1}{l}$ die reducierte (der Total-Expansion entsprechende) Füllung,

$\frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l} \frac{V}{v}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders,

$\varphi' =$ arc. sin. vers. $2 \frac{l_1'}{l'}$ den zugehörigen Admissions-Kurbelwinkel.

Gemäß dem Vorhergehenden kommen für den fraglichen Admissionsverlust als Factoren in Betracht (§ 53):

ad a). Die Quadratwurzel aus der wirksamen Temperaturdifferenz:

$$\sqrt{t - T_m} \quad . \ . \text{ ad a)}$$

ad b). Als Abkühlungsflächen die Cylinderdeckelfläche und Kolbendeckelfläche in dem Gesamtbetrage $\frac{1}{2} D'^2 \pi$, sodann die Gesamtoberfläche des schädlichen Raumes des Hochdruck-Cylinders, analog dem Vorhergehenden in dem Betrage $2 D' \pi l' m'$ — beide diese Flächen während der ganzen Dauer der Admission kühlend; ferner die während der Admission allmählich von Null bis zu dem ganzen Betrage bloßgelegte Füllungs-Mantelfläche des Dampfcylinders, deren Hälfte $\frac{1}{2} D' \pi l' \frac{l_1'}{l'}$ wir auch diesfalls als während der ganzen Admission kühlend annehmen können. Sonach ist die gesamte kühlende Fläche

$$\frac{1}{2} D'^2 \pi + 2 D' \pi l' m' + \frac{1}{2} D' \pi l' \frac{l_1'}{l'} = \frac{1}{2} D'^2 \pi \left\{ 1 + \frac{l'}{D'} \left(\frac{l_1'}{l'} + 4 m' \right) \right\} \quad . \ . \text{ ad b)}$$

ad c). Als den genannten, vorderhand empirischen, mit der Dampfdichte zusammenhängenden Factor nehmen wir diesfalls (um eben wieder mit den Versuchsresultaten möglichst übereinstimmende Berechnungsresultate zu erzielen, wie vorhin bei den Eincylinder-Maschinen mit Dampfhemd)

$$\sqrt[4]{p^3} \quad . \ . \text{ ad c)}$$

in Betracht.

Note. Es erscheint zu dem Zwecke der hier angestrebten möglichsten Übereinstimmung mit den Versuchsresultaten nicht geboten, in bezug auf den genannten empirischen Factor und überhaupt in bezug auf den Abkühlungsverlust pro Pferdekraft und Stunde irgend einen Unterschied „mit" und „ohne" Heizung des Receivers zu machen. Näheres hierüber enthält der sogleich nachfolgende § 57.

ad d). Der Abkühlungsverlust ist schließlich nach dem Vorausgehenden der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit c und aus dem Füllungswinkel φ', somit der Größe

$$\sqrt{\varphi' c} \quad . \ . \text{ ad d)}$$

direct proportional.

Die eben vorangehends ad a), b), c) und d) angesetzten Factoren geben als Abkühlungsverlust im Hochdruck-Cylinder, in einer Stunde (vorbehaltlich der späteren Bestimmung des numerischen Coëfficienten) die Größe:

$$Q'' = \text{Coëff.} \sqrt{t - T_m} \, \frac{1}{2} D'^2 \pi \left\{ 1 + \frac{l'}{D'} \left(\frac{l_1'}{l'} + 4 m' \right) \right\} \sqrt[4]{p^3} \sqrt{\varphi' c}$$

Wenn man, wie dies vorwiegend der Fall ist, die Gleichheit des Hubes beider Cylinder annimmt, so kann man die Kolbenfläche

$$\frac{1}{4} D'^2 \pi = \frac{v}{V} O$$

setzen. Hält man sodann den Ausdruck für Q'' mit 71) resp. 72), nämlich mit

$$N_i = \frac{\mathfrak{A}}{75} O c p_i = \frac{400}{3} O c p_i$$

zusammen, so ergibt sich der Abkühlungsverlust pro indicierte Pferdekraft in der Stunde:

$$C_i'' = \frac{Q''}{N_i} = \text{Const.} \sqrt{t - T_m} \frac{v}{V} \sqrt[4]{p^3} \sqrt{\varphi'} \left\{ 1 + \frac{l}{D'} \left(\frac{l'_1}{l'} + 4 m' \right) \right\} \frac{1}{\sqrt{c}} \frac{1}{p_i}$$

Hieraus folgt für Zweicylinder-Maschinen (Woolf- und Compound) mit Einsetzung des aus den Versuchsresultaten gefolgerten numerischen Coëfficienten:

$$\sqrt{c}\, C_i'' = 0{,}36 \frac{v}{V} \sqrt[4]{p^3} \sqrt{t - T_m} \sqrt{\varphi'} \left\{ 1 + \frac{l'}{D'} \left(\frac{l'_1}{l'} + 4 m' \right) \right\} \frac{1}{p_i} \quad . \; . \; 99)$$

Hierin ist $T_m = \frac{1}{2} (t_m + t'_v)$ für den Hochdruck-Cylinder gemeint.

Die für diese Formel nötigen Werte von t_m und t'_v sind in der Theoretischen Tabelle K, S. 19 (aus den betreffenden Werten von p_m und p'_v der unmittelbar vorangehenden Theoretischen Tabelle J, S. 17 gefolgert) zusammengestellt, und entsprechen, wie dortselbst angedeutet, der Bedingung, daß in der Nähe der günstigsten Füllung bei gleicher Arbeitsverteilung auf die beiden Dampfcylinder der Spannungsabfall beim Dampfübertritte möglichst vermieden wird; je weiter von dieser Füllung, desto mehr mangelt einerseits die gleiche Arbeitsverteilung, andererseits die Vermeidung des Spannungsabfalles, — beiläufig übereinstimmend mit den wirklichen Betriebsverhältnissen. Das Gleiche gilt von den dortselbst angeschlossenen Angaben für die Dreicylinder-Maschinen. (Bei p_v' und t_v' sind in den genannten Tabellen die Markierstriche der Einfachheit wegen weggelassen.)

Behufs der tabellarischen Behandlung des Ausdruckes 99) ist auch diesfalls das Hubverhältnis

$$\frac{l'}{D'} = 2$$

anzunehmen, und die Correction für andere Werte dieses Verhältnisses mittels des Coëfficienten

$$\frac{1 + \frac{l'}{D'} \left(\frac{l_1'}{l'} + 4 m' \right)}{1 + 2 \left(\frac{l_1'}{l'} + 4 m' \right)} \quad . \; . \; 100)$$

vorzunehmen.

Nach der Formel 99) kann der Abkühlungsverlust auch für die Dreicylinder-Maschinen (als Dreimal-Expansionsmaschine) gerechnet werden; es bezieht sich jedoch das Volumenverhältnis $\frac{v}{V}$ auf den Hochdruck-

Cylinder (v) und auf den Niederdruck-Cylinder (V), der Mitteldruck-Cylinder kommt diesfalls außer Betracht; der numerische Coëfficient $0{,}36$ ist ferner behufs möglichster Übereinstimmung mit den Versuchsresultaten (woran uns, wie überall, auch hier vor allem gelegen ist) für die Dreicylinder-Maschinen durch $0{,}45$ zu ersetzen.

§ 57.

Ueber den Einflufs der Receiverheizung auf den Dampfverbrauch im allgemeinen und auf den Abkühlungsverlust insbesondere.

Zusatz in betreff der Dampfcompression.

Durch die Heizung des Receivers wird die Condensation des übertretenden Dampfes verhindert und bei ausgiebiger Heizung (mittels eines Röhrensystems) in einem gewissen Grade die Verdampfung der Feuchtigkeit dieses Dampfes (eventuell eine mäßige Überhitzung desselben) herbeigeführt; dies hat lediglich eine Erhöhung der Dampfwirkung in dem Expansions-Cylinder (bezw. auch in dem Mitteldruck-Cylinder einer Dreicylinder-Maschine) bei gleichbleibendem (absolutem) nutzbaren Dampfverbrauche zur Folge*); die Vorgänge im Hochdruck-Cylinder werden hierdurch im wesentlichen nicht beeinflußt. Sonach hat die Heizung des Receivers eine Verminderung des relativen nutzbaren Dampfverbrauches (pro Pferdekraft und Stunde) in demselben Verhältnisse zur Folge, in welchem die Dampfwirkung vermehrt wird. Dem entgegen steigt in dem Maße, als der Receiver geheizt wird (entweder bloß äußerlich oder aber ausgiebig — mittels eines Röhrensystems) der absolute Abkühlungsverlust, nämlich um die Condensationsmenge des Receiver-Heizdampfes, und zwar kann für die Anwendung angenommen werden, daß der absolute Abkühlungsverlust annähernd in demselben Verhältnisse steigt, in welchem die Dampfwirkung vermehrt wird, mit anderen Worten: man kann annehmen, daß der relative Abkühlungsverlust (pro Pferdekraft und Stunde) gleich bleibt, ob man den Receiver heizt oder nicht, und ob man ihn ausgiebig (mittels Röhrensystems) oder aber nur äußerlich (dampfhemdartig) heizt. Einen Beleg für diese Behauptung bezw. für diese practische Annahme liefern Schröters Versuche: Seine Zweicylinder-Condens.-Maschine gab bei der Spannung $p = 6{,}5$ Atm. und bei der reducierten Füllung $\frac{l_1}{l} = 0{,}085$ ohne Receiverheizung eine indicierte Leistung

$$N_i = 116 \text{ Pferdekräfte}$$

und verbrauchte im ganzen eine Dampfmenge

$$C_i = 7{,}13 \text{ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde.}$$

*) Einen ganz ähnlichen Einfluß, wie die Heizung des Receivers, hat auch die Heizung des Niederdruckcylinders (bezw. auch des Mitteldruckcylinders) mittels Dampfhemd, während das Dampfhemd des Hochdruckcylinders nach dem Vorausgehenden nicht allein die Dampfwirkung desselben erhöht, sondern auch einen eminent günstigen directen Einfluß auf den Abkühlungsverlust ausübt, denselben nämlich bedeutend vermindert.

Mit Heizung des Receivers äußerte diese Maschine eine Leistung

$$N_i = 133 \text{ Pferdekräfte}$$

d. i. um 14,7 % mehr, als ohne Heizung; durch die Heizung ermäßigte sich der ganze Dampfverbrauch auf

$$C_i = 6{,}51 \text{ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde}$$

(d. h. um bloß 8,7 %).

Der nutzbare Dampfverbrauch berechnet sich ohne Heizung auf

$$C_i' = 5{,}11 \text{ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde}$$

und mit Heizung (in Anbetracht des Leistungsverhältnisses) auf

$$C_i' = 5{,}11 \frac{116}{133} = 4{,}46 \text{ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde,}$$

sonach bleibt (abgesehen von dem geringfügigen Dampflässigkeits-Verluste, welcher ohnehin in beiden Fällen gleich war) für den Abkühlungs-Verlust:

$$\left.\begin{array}{l}\text{ohne Heizung } C_i'' = 7{,}13 - 5{,}11 = 2{,}02 \text{ Kgr.} \\ \text{mit Heizung } D_i'' = 6{,}51 - 4{,}46 = 2{,}05 \text{ „}\end{array}\right\} \text{pro indicierte Pferdekraft und Stunde.}$$

Hiermit erweist sich als Versuchsergebnis der Abkühlungs-Verlust pro Pferdekraft und Stunde mit Heizung und ohne Heizung des Receivers (wenn der Hochdruck-Cylinder jedenfalls geheizt wird, wie dies auch bei den beiden Schröterschen Versuchen der Fall war) gleich groß und wird die obige Annahme als practisch zutreffend bestätigt.

Wenn nun durch die Heizung des Receivers mit Kesseldampf lediglich eine Verminderung des nutzbaren Dampfverbrauches pro Pferdekraft und Stunde herbeigeführt wird, der Dampfverlust pro Pferdekraft und Stunde jedoch (als zweite Componente des Dampfconsums) ungeändert bleibt, so erweist sich zwar die Receiverheizung im allgemeinen als nützlich (wenngleich in bedeutend minderem Grade nützlich, als das Dampfhemd des Hochdruck-Cylinders); aber es wird auch klar, daß durch eine ausgiebige Receiverheizung (mittels Röhrensystems) im Vergleiche mit der bloß äußerlichen (dampfhemdartigen) Heizung des Receivers in ökonomischer Richtung nur noch wenig zu gewinnen ist.

Insofern nun die Ausführung eines Receivers mit Röhrensystem immerhin umständlich und kostspielig ist, ein Schadhaftwerden desselben beim Betriebe jedoch (ohne sofort bemerkt zu werden) nicht ausgeschlossen, dann aber in dampfökonomischer Beziehung sehr gefährlich erscheint, so mögen wohl diejenigen Fachmänner vollends im Rechte sein, welche sich mit der verhältnismäßig leicht herstellbaren und in gutem Zustand zu erhaltenden bloß äußerlichen (dampfhemdartigen) Receiverheizung begnügen und dieselbe der ausgiebigen Heizung (mit Röhrensystem) vorziehen. Weniger scheinen allerdings diejenigen im Rechte zu sein, welche auch von einer äußerlichen (dampfhemdartigen) Heizung des Receivers Umgang nehmen und sich bloß mit einer möglichst wärmedichten Umhüllung des Dampfübertritts-Rohres begnügen — es wäre denn, daß selbst auch nur die äußerliche Receiverheizung in gegebenem Falle viel zu umständlich und sonach die hiermit zu erzielende mäßige Dampfersparnis nicht preiswürdig erscheinen

würde, oder aber, daß der Dampfübertrittskanal (bei Woolfs System) ganz kurz wäre. — Zu einem geraden Gegensatze der (wie immer beschaffenen) Receiverheizung gelangt man aber, wenn man den Austrittsdampf des Hochdruck-Cylinders in den Dampfmantel des nachfolgenden Cylinders (bei Zweicylinder-Maschinen in jenen des Niederdruck-Cylinders, bei Dreicylinder-Maschinen in jenen des Mitteldruck-Cylinders) und sodann in diesen Cylinder leitet, sonach das Dampfhemd eines jeden Cylinders zum Receiver zwischen diesem und dem vorangehenden Cylinder macht. Ein derartiger Receiver ist nicht bloß (auch selbst nur äußerlich) nicht geheizt, — er ist vielmehr von innen (durch die Wände des betreffenden Cylinders) ganz namhaft gekühlt. Allerdings wird hierbei der betreffende Cylinder von außen erwärmt und hierdurch der gedachten Abkühlung des übertretenden Dampfes vielleicht das Gleichgewicht gehalten. Eine Maschine dieser Art hat vollständig den gleichen absoluten Dampfverbrauch (nutzbar und Verlust) mit einer Receivermaschine, bei welcher der Hochdruck-Cylinder (und zwar in derselben Weise wie bei der Maschine jener Art) geheizt wird, alles übrige jedoch (Receiver und Expansions-Cylinder) nicht geheizt ist. Der gesamte Dampfverbrauch (der nutzbare Verbrauch samt Verlust) ist nämlich sodann bei diesen beiden Maschinen in ganz gleicher Weise in dem Hochdruck-Cylinder abgetan. Im Falle nun diesen beiden Maschinen (unter sonst ganz gleichen Verhältnissen) die gleiche Leistung zukommen würde, wie es als naturgemäß erscheint, wäre auch der beiderseitige Dampfconsum pro Pfdk. und Stunde der gleiche.

Wenn aber die Maschine der vorgenannten Einrichtung (mit Dampfhemd als Receiver) nicht eine namhafte Dampfersparnis gegenüber der einfachen Einrichtung (ohne Dampfhemd am Expansions-Cylinder und ohne Heizung des Receivers) bei durchaus gleicher Vollkommenheit der Ausführung auf beiden Seiten für sich hat, so ist der ersteren Einrichtung die zweitgenannte eben ihrer Einfachheit wegen entschieden vorzuziehen. —

Als ausgiebigstes Mittel zur Herabsetzung des Abkühlungsverlustes ist schon längst anerkannt: die Anwendung des überhitzten Dampfes, worüber von dem Verfasser besonders abgehandelt wurde unter dem Titel: „Theorie und practische Berechnung der Heißdampfmaschinen“, und zwar im dritten Bande dieses Hilfsbuches.

Zusatz in betreff der Dampfcompression.

In neuerer Zeit wird der vordem allgemein anerkannte günstige Einfluß der Compression auf die Herabminderung des Abkühlungsverlustes einigermaßen in Frage gestellt, bezw. auf ein geringeres Maß zurückgeführt. Eine Abhandlung von Dr. Ing. Herb. Klemperer, Pilsen (Auszug aus dessen Dissertationsschrift) in „Ztschr. d. Ver. dtsch. Ing.“ 1905, Nr. 20 (zugleich mit Berufung auf Jahrg. 1901 ders. Zeitschr. S. 189) enthält wohl alles Wesentliche in dieser Beziehung. Auf dem Wege des reinen und allseitig umfassenden Experiments (mit einer Versuchsmaschine von 0,18 m Kolbendurchm. und 0,45 m Hub) und durch zugehörige gewissenhafte Berechnungen hat sich (mehr weniger mit bereits früheren Unternehmungen anderer Experimentatoren übereinstimmend) herausgestellt, daß bei der Steigerung der Compression über ihre kleinste Größe die Gesamtdampfverbrauchs-Curve „ein Minimum zeige oder doch wenigstens auf ein außerhalb des Versuchsgebietes liegendes Minimum hindeute“. Dies bedeutet, daß selbst innerhalb der über-

haupt gestatteten Compressionsgrade (bis höchstens zur Gegendampfspannung) eine höhere Compression zu einem größeren Dampfverbrauch führen könne als eine mindergradige Compression. Diese auffallende Erscheinung könnte nur dadurch begründet werden, daß bei höheren Compressionsgraden, wenn die Temperatur des (überhitzt sein sollenden) comprimierten Dampfes über die Wandtemperatur steigt, eine Abkühlung desselben durch die Wände in dem Maße bewirkt wird, daß dieser Dampf teilweise tropfbar und hiermit sogen. Vorcondensation hervorgerufen wird, daß also der Abkühlungsverlust durch die höhere Compression nicht herabgemindert, sondern sogar vergrößert wird. Hiermit wäre (nach Dr. Klemperer und übrigens auch selbstverständlich) „Compression so lange ökonomisch, als während derselben keine Condensation des abgesperrten Dampfes (Vorcondensation) stattfindet". Ferner sagt Dr. Klemperer: „Die Bedingung, daß Compression dampfsparend sei, beruht also darauf, daß die Temperatur des Dampfes im Compressions-Endpunkte die Wandtemperatur nicht überschreitet, daß also der Compressions-Enddruck nicht über den dieser Temperatur entsprechenden Druck hinausgeht." Mit Rücksicht auf die mit der Compression doch wohl in der Regel verbundene Überhitzung des Dampfes wäre diese Aussage einigermaßen zu modificieren.

Immerhin zeigen die Versuchsergebnisse, daß das erwähnte Minimum des Dampfverbrauches (also das Auftreten der Vorcondensation) bei bedeutend kleineren Compressionsgraden sich geltend macht, als bisher allgemein angenommen wurde.

Es muß indes (zuvörderst) bemerkt werden, daß die bei den Versuchen nachgewiesene Zunahme des Gesamtdampfverbrauches bei hoher und noch weiter zunehmender Compression nicht allein durch diese selbst, sondern auch durch die gleichzeitige Abnahme der Leistung (Versuche I bis V) oder aber durch die gleichzeitige Zunahme der Füllung (Versuche VI) herbeigeführt wurde, wonach es ungerecht wäre, die Ursache des zunehmenden Dampfverbrauches bei hoher und noch wachsender Compression dieser letzteren allein zuzuschreiben!

Ich bemerke außerdem (ohne indes die gewissenhafte Arbeit des Dr. Klemperer irgend geringschätzen zu wollen), daß es denn doch einigermaßen gewagt wäre, aus den an einem Maschinen-Modell (als welches die Versuchsmaschine von 0,18 m Kolbendurchmesser und durchschnittlich 10 Pfdk. wohl bezeichnet werden kann) gemachten Wahrnehmungen auf die Maschinen der Anwendung ohne weiters einen Schluß zu ziehen und dies in einem so heiklen Punkte, wie die Abkühlungsverluste, welche hier doch allein im Spiele sind. Bei solch einer kleinen Maschine sind (im Vergleiche mit großen Maschinen) die (abkühlenden) Wandmassen verhältnismäßig sehr groß, die Dampfmengen aber verhältnismäßig sehr klein; schon aus dieser Rücksicht werden bei der kleinen Maschine Abkühlung und namentlich Vorcondensation voraussichtlich in höherem Maße stattfinden und auch frühzeitiger auftreten als bei großen Maschinen, und es müßte das Verhalten des Dampfverbrauches bei steigender Compression auch an großen Maschinen untersucht werden, bevor man ein allgemeines und endgültiges Urteil spricht.

Vorderhand dürfte gegen die Anwendung sehr hoher Compression nur eine Rücksicht maßgebend sein und wohl auch maßgebend bleiben,

daß dieselbe innerhalb (und aus Vorsicht lieber etwas unterhalb) ihrer „gefährlichen“ Grenze gehalten werde, als welche (wegen Vermeidung der Schlingenbildung des Indicator-Diagramms) die Compression bis zur Gegendampfspannung zu bezeichnen ist. Wenn gewisse Angaben in diesem Buche eben für diese Grenze lauten, so hat dies seinen Grund darin, daß diese Angaben nur für diese Grenze verhältnismäßig leicht zu entwickeln waren, anders jedoch kaum oder doch nur sehr umständlich zu gewinnen und auch anzuwenden wären. Die gegenwärtigen Angaben bieten indes an sich immerhin den notwendigen Fingerzeig.

Schließlich darf man ja nicht vergessen, daß die Dampfersparnis, bezw die möglichste (wenn auch nie ganz vollständige) Paralysierung des schädlichen Raumes, durchaus nicht als alleiniger Vorteil der Compression zu betrachten ist; einen weiteren ganz wesentlichen Vorteil bietet die Compression dadurch, daß sie den Gang der Dampfmaschine durch ihre „federnde“ Wirkung weicher und ruhiger gestaltet, wonach sich die Anwendung der Compression innerhalb entsprechender Grenzen selbst dann empfehlen würde, wenn hiermit gar keine Dampfersparnis erzielt werden sollte, ja auch, wenn hiermit (posito, sed non concesso) ein kleines Opfer bezüglich der Dampfökonomie gebracht werden müßte, was jedoch bei angemessener Wahl der Compressionsgrade keineswegs zu befürchten ist.

§ 58.

Der Dampflässigkeits-Verlust.

Die Formel für diesen der Größe nach (bei guten Maschinen) zwar untergeordneten, eventuell geringfügigen aber principiell dennoch unvermeidlichen Verlust könnte man zuvörderst der Völckersschen Formel nachbilden, deren Ableitung eben auf dem Principe beruht, daß der Gesamt-Dampfverlust vornehmlich in der Dampflässigkeit, und zwar zuvörderst des Dampfkolbens begründet ist. Doch habe ich auch diesfalls (zur Beurteilung des Dampflässigkeitsverlustes allein) eine Änderung an der Form jener Formel für notwendig gehalten. Dieselbe lautet bekanntlich: Verlust pro Stunde = Const. $D \sqrt{p_i}$; hierin ist D dem Kolbenumfang (also der Länge des dampfdurchlassenden Spielraumes), $\sqrt{p_i}$ der Geschwindigkeit des Dampfentweichens (vermöge des Überdruckes p_i) proportional; die andere Dimension jenes Spielraumes, die Weite desselben ist als constant, d. h. bei Maschinen aller Größen gleich groß angenommen.

Diese Annahme glaube ich vermeiden zu sollen, denn, wenn schon Dampflässigkeit des Kolbens eintritt, so ist der dampfdurchlassende Spielraum unter sonst gleichen Umständen bei einer großen Maschine sichtlich größer (weiter), als bei einer kleinen Maschine. (Diese Annahme ist keineswegs willkürlich, sondern durchaus sachentsprechend.)

Diesem gemäß und zugleich aus der Rücksicht, daß an der Dampflässigkeit auch die Steuerorgane, Stopfbüchsen etc. participieren, setze ich den Dampflässigkeits-Verlust (pro Stunde):

$$Q''' = D \sqrt{p_i} \, (a + b \, D) \quad . \quad . \; 101)$$

wobei a und b Constante sind.

Mit dieser Relation ist in sehr annäherndem Einklange die folgende, für

den Dampflässigkeitsverlust pro indicierte Pferdekraft und Stunde geltende Beziehung:

$$C_i''' = \frac{A}{\sqrt{N_i\,c}} + \frac{B}{c}$$

Die Constanten A und B sind für einen noch befriedigenden Betriebszustand der Maschinen in der folgenden specialisierten Formel und zwar für C_i''' in Kgr. festgesetzt:

bei allen Eincylinder-Maschinen (mit Auspuff und mit Condens.):

$$C_i''' = \frac{8{,}8}{\sqrt{N_i\,c}} + \frac{1}{2c} \quad . \quad . \; 102)$$

Bei den Zweicylinder-Maschinen kann C_i''' mit $0{,}80$ und bei den Dreicylinder-Maschinen mit $0{,}70$ dieses Betrages angenommen werden.

Bei exact ausgeführten und instandgehaltenen Maschinen kann dieser Anteil des Dampfverlustes um einiges, vielleicht selbst um die Hälfte herabgemindert werden, während derselbe bei sichtlicher Dampflässigkeit leicht das Doppelte und auch noch mehr betragen kann.

In den „Tabellen" ist für verschiedene Werte von N_i und c die Größe C_i''' nach Formel 102 numerisch fertig angegeben.

§ 59.

Der summarische Dampfconsum.

Nach dem Vorausgehenden besteht der summarische Dampfconsum einer Dampfmaschine aus drei Anteilen, welche mittels der gegebenen Regeln einzeln ermittelt und für die Anwendung aus den betreffenden Tabellen direct entnommen werden können. Diese drei Anteile sind (pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.):

C_i' der nutzbare Dampfverbrauch,
C_i'' der Abkühlungsverlust,
C_i''' der Dampflässigkeitsverlust.

Durch die Addition dieser drei Anteile ergibt sich der summarische Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft und Stunde:

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' \quad . \quad . \; 103)$$

Der Verlust in der Dampfleitung und das aus dem Dampfkessel etwa mitgerissene Wasser sind hierin nicht einbegriffen; dieser Zuwachs an Verlust kann je nach Umständen (wenn keine anderen Anhaltspunkte vorhanden sind) auf 4 bis 10 % des summarischen Dampfconsums veranschlagt werden. (Bei langen Dampfleitungen kann der Leitungsverlust allerdings auch bedeutend mehr betragen.)

Aus C_i ergibt sich der summarische Dampfconsum pro Netto-Pferdekraft und Stunde:

$$C_n = \frac{1}{\eta}\,C_i = \frac{N_i}{N_n}\,C_i \quad . \quad . \; 104)$$

Aus dem Dampfconsum C_i und C_n kann man auch den Wärme- und Brennstoff-Verbrauch pro indicierte und pro Netto-Pferdestunde annähernd bestimmen, wovon in den Schlußparagraphen über „Heißdampfmaschinen" im dritten Bande dieses Hilfsbuches die Rede ist.

V. ABSCHNITT.

Anwendung der theoretischen Resultate.

Bemerkung. Dieser Abschnitt ist behufs der mechanischen Lösung der bei den Dampfmaschinen vorkommenden Aufgaben an und für sich verständlich. In betreff der Begründung der hierin vorkommenden Formeln und Daten beachte man den vorgehenden IV. Abschnitt selbst dann, wenn man sich mit der eigentlichen Theorie (im I., II. und III. Abschnitte) nicht befassen will.

1. KAPITEL.

Bezeichnungen nebst Erklärung der „Tabellen für die Anwendung".

§ 60.

Bezeichnungen für die Anwendung.

Für die eigentliche Anwendung kommen die folgenden Bezeichnungen in Betracht; die hierin vorkommenden Spannungen sind durchaus in („neuen") Atmosphären à 1 Kgr. pro Qu.-Centim. oder $\mathfrak{A} = 10000$ Kgr. pro Qu.-Meter gemeint:

p_0 die absolute Kesselspannung (also $p_0 - 1$ die effective Spannung, Überdruck);

p die (mittlere) absolute Admissionsspannung;

p' „ „ „ Emissionsspannung;

p_i die indicierte Spannung, d. i. die mittlere Spannungsdifferenz hinter und vor dem Kolben (bei den Zwei- und Dreicylinder-Maschinen die auf den Niederdruck-Cylinder reducierte summarische Spannungs-Differenz beider — bezw. aller drei Kolben);

Δ eine zu p_i gehörige subtractive Größe bei Maschinen mit (ansehnlicher) Compression;

r_0 die auf den Kolben reducierte, dem Leergange entsprechende Widerstandsspannung, bei Condensator-Maschinen mit Einschluß des Pumpenwiderstandes (Luftpumpe, event. samt Kaltwasserpumpe):

μ der Coëfficient der „zusätzlichen Reibung" bei belastetem Gange der Maschine;

$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_0)$ die Netto- oder Nutzspannung (der Nutzleistung an der Welle entsprechend und auf den Kolben reduciert);*)

D der Kolbendurchmesser in Meter;

$\frac{D^2 \pi}{4}$ die (ganze) Kolbenfläche in Qu.-Meter;

*) Bei der belastet gehenden Maschine kommt zu der Leergangs-Widerstandsspannung r_0 die „zusätzliche" Widerstandsspannung μp_n additiv hinzu, sodaß $p_n = p_i - r_0 - \mu p_n$, woraus obiger Ausdruck für p_n folgt.

O die „wirksame" Kolbenfläche in Qu.-Meter;*)

l der Kolbenhub in Meter;

l_1 der Kolbenweg bis zur Absperrung auf der Admissionsseite, also

$\frac{l_1}{l}$ das Füllungsverhältnis, oder die „Füllung" (bei den Zwei- und Dreicylinder-Maschinen bezeichnet $\frac{l_1}{l}$ die auf den Niederdruck-Cylinder reducierte, dem totalen nominellen Expansionsgrade entsprechende Füllung, kurz die „reducierte Füllung");

$1 : \frac{l_1}{l} = \frac{l}{l_1}$ der „nominelle" Expansionsgrad;

m der Coëfficient für den schädlichen Raum (dessen absolute Größe $= m\,O\,l$);

n die Umgangs- oder Tourenzahl (Doppelhubzahl) in der Minute;

c die (auf die Secunde bezogene mittlere) Kolbengeschwindigkeit in Meter, und zwar ist stets

$$n\,l = 30\,c$$

Bei den Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen beziehen sich O, D und l auf den Niederdruck-Cylinder und bezeichnen O', D', l' die gleichnamigen Größen für den Hochdruck-Cylinder, O'', D'', l'' dieselben für den Mitteldruck-Cylinder; es ist ferner bei den Zweicylinder-Maschinen:

$v = O'\,l'$ das Volumen des Hochdruck-Cylinders;

$V = O\,l$ das Volumen des Expansions-Cylinders (Niederdruck-Cylinders);

$\nu = \frac{v}{V}$ das Cylinder-Volumenverhältnis;

$\frac{l_1'}{l'}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders, sodaß die „reducierte" Füllung

$$\frac{l_1}{l} = \frac{l_1'}{l'} \cdot \frac{v}{V}$$

X die wirkliche (mit Rücksicht auf die Vermeidung des Spannungsabfalles bemessene) Füllung des Expansions-Cylinders;

$R = r\,V$ das Receiver-Volumen.

Bei den Dreicylinder-Maschinen bezeichnet in analoger Weise:

$V = O l$ das Volumen des Niederdruck-Cylinders;

$v_1 = \nu_1\,V$ „ „ „ Hochdruck- „ ;

$v_2 = \nu_2\,V$ „ „ „ Mitteldruck- „ ;

$R_1 = r_1\,V$ das Volumen des 1. Receivers (zwischen v_1 u. v_2);

$R_2 = r_2\,V$ „ „ „ 2. „ (zwischen v_2 u. V);

$\frac{l_1'}{l'}$ die Füllung des Hochdruck-Cylinders,

X_1 „ „ „ Mitteldruck- „ ,

X_2 „ „ „ Niederdruck- „ ;

N_i die indicierte Leistung in Pferdekraft (am Kolben);

N_n die Netto- oder Nutzleistung in Pferdekraft (an der Welle);

$\frac{N_i}{c}$ und $\frac{N_n}{c}$ die indicierte und die Nutzleistung pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit (kurz „Leistung pro Meter");

$\eta = \frac{N_n}{N_i}$ der („indicierte") Wirkungsgrad;

N_0 die (indicierte) Leergang-Leistung in Pferdekraft;

*) Bezeichnet $o = d^2\,\frac{\pi}{4}$ den Querschnitt der Kolbenstange, so ist, wenn dieselbe beiderseits durch die Deckel geht: $O = D^2\,\frac{\pi}{4} - o$; wenn sie hingegen bloß einseitig durchgeht, $O = D^2\,\frac{\pi}{4} - \frac{1}{2}\,o$.

$\frac{N_e}{c}$ dieselbe pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit:

C_i'	der nutzbare Dampfverbrauch	pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.,
C_i''	der Abkühlungs-Verlust	
C_i'''	der Dampflässigkeitsverlust	

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ der summarische Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft und Stunde in der Maschine allein (also abgesehen von dem Verluste in der Dampfleitung und von dem mitgerissenen Kesselwasser);

$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i$ der summarische Dampfconsum pro Netto-Pferdekraft und Stunde in Kgr. (in der Maschine allein).

§ 61.

Uebersicht der in Betracht gezogenen Maschinengattungen.

In den fett paginierten „Tabellen für die Anwendung" (S. **21** u. folg.) werden erstlich für Spannungen von höchstens $p = 10$ Atmosphären acht Maschinengattungen unterschieden und zwar werden (stets paarweise, links und rechts) die folgenden vier Paare in Betracht gezogen:

A. Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung	a) mit Coulisse nach Gooch, Stephenson oder dergl., b) mit separater Einlaß-Coulisse.
B. Auspuff-Maschinen mit Expansions-Steuerung (nach Meyer, Corliß oder dgl.)	a) ohne Dampfhemd, b) mit Dampfhemd,
C. Eincylinder - Condensator-Maschinen	a) ohne Dampfhemd, b) mit Dampfhemd,
D. Zweicylinder-Condensator-Maschinen	a) ohne (geheizten) Receiver, b) mit ausgiebig geheiztem Receiver, c) im Mittel zwischen a) und b) Maschinen mit bloß äußerlich geheiztem Receiver.

Hieran reihen sich (S. **71** und **83**) „Special-Tabellen für die Anwendung bei Maschinen mit hohem Dampfdruck" $p = 8$ bis 14 Atmosphären, und zwar kommen (stets nebeneinander, links und rechts) in Betracht:

A. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen,

B. Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

Bei den beiden Gattungen der „Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung" ist ein Unterschied, ob ohne oder mit Dampfhemd, in den Tabellen nicht gemacht; bei allfälligen Vergleichen dieser Maschinen mit den Auspuff-Maschinen mit Expansions-Steuerung sind jedoch die letzteren als „Dampfhemd-Maschinen" anzunehmen.

Über die Einrichtung der Auspuff-Maschinen „mit separater Einlaß-Coulisse" siehe § 45, S. 155. Die Condensator-Maschinen sind durchwegs mit Expansions-Steuerung gemeint.

Die Zweicylinder-Condensator-Maschinen sind mit Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder und außerdem durchaus „mit Doppelsteuerung", also mit rechtzeitiger Absperrung des Expansions-Cylinders (behufs Vermeidung eines überflüssigen Spannungsabfalles) vorausgesetzt; die alten Woolfschen Maschinen (mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders, wobei das Auslaß-

organ des Hochdruck-Cylinders zugleich als Einlaßorgan des Expansions-Cylinders fungiert und hiermit ein sehr bedeutender Spannungsabfall beim Dampfübertritte stattfindet) werden hier weiter nicht beachtet.

Bei den hier in Betracht kommenden Zweicylinder-Maschinen ist es, insolange es sich nur um ihre Leistung und um ihren Dampfverbrauch handelt, gleichgültig, ob man es mit einer Maschine nach Woolfs System (mit gleichsinniger oder entgegengesetzter Kolbenbewegung), oder aber nach dem Compound-System (mit Kurbeln unter 90° oder dgl.) zu tun hat. Nach dieser Richtung ist bloß die Ausgiebigkeit der Heizung der Dampfcylinder und Receiver maßgebend und werden hier diesbezüglich drei Fälle a, b, c unterschieden, wie folgt:

Zu den Zweicylinder-Condensator-Maschinen ohne (geheizten) Receiver (unter a) gehören vornehmlich die Woolfschen Maschinen (mit gleichsinniger oder entgegengesetzter Kolbenbewegung), insofern dieselben wohl Doppelsteuerung, aber keinen eigentlichen Receiver (etwa auch kein Dampfhemd am Niederdruck-Cylinder) besitzen; man kann dieselben als „Correcte“ oder „Corrigierte Woolfsche Maschinen“ bezeichnen; sie sind nämlich im Vergleich mit den alten Woolfschen Maschinen durch eine entsprechend geänderte Steuerung des Expansions-Cylinders corrigiert.*) Mit denselben können die eigentlichen Receiver-Maschinen, wenn der Receiver nicht geheizt wird (wohl aber gegen Abkühlung hinreichend geschützt ist), der Gesamt-Dampfwirkung und auch dem Dampfconsum nach als nahe übereinstimmend angenommen werden.

Unter den „Zweicylinder-Condensator-Maschinen mit ausgiebig geheiztem Receiver“ sind (unter b) die eigentlichen Receiver-Maschinen mit durchgreifender Receiverheizung (mittels Röhrensystems) und mit Dampfhemd an beiden Cylindern einbegriffen.

Die unter c) angeführten Zweicylinder-Condensator-Maschinen mit bloß äußerlich (dampfhemdartig) geheiztem Receiver stellen sich in bezug auf Leistung und Dampfverbrauch nahe mitten zwischen die beiden Fälle a) und b). Ob bei denselben außer dem Hochdruck-Cylinder auch der Niederdruck-Cylinder ein Dampfhemd besitzt, konnte (als zu minutiös) nicht weiter unterschieden werden.

Im übrigen ist aus mehrfacher Rücksicht die „bloß äußerliche“ (dampfhemdartige) Receiverheizung der durchgreifenden (mittels Röhrensystems) unter Umständen vorzuziehen, worüber Näheres § 57, S. 191 bis 193 enthält.

Bei den in einer besonderen Tabellengruppe („Special-Tabellen“) behandelten „Maschinen mit hohem Dampfdruck“ ist wegen der vielen (namentlich bei den Dreicylinder-Maschinen) möglichen Modalitäten bezüglich der Heizung der Cylinder und Receiver, von den Unterscheidungen nach dieser Richtung mehr oder weniger abstrahiert worden und beziehen sich die tabellarischen Angaben directe auf Maschinen mit bloß äußerlicher (dampfhemdartiger) Heizung der Receiver, wobei jedenfalls der Hochdruck-Cylinder und bei den Dreicylinder-Maschinen etwa auch der Mitteldruck-Cylinder mit Dampfhemd gedacht wird.

*) Die sonst hierfür übliche Bezeichnung „Compoundisierte Maschinen“ scheint mir weniger passend, indem das englische Wort „Compound“ trotz seiner allgemeinen Bedeutung doch dem Übereinkommen gemäß insbesondere für die Kurbel-Verstellung um 90° (oder dergl.) meistens gebraucht wird und behufs einer kurzen Ausdrucksweise in diesem Sinne allgemein zu gebrauchen wäre.

Für durchgreifende Heizung einerseits und mangelnde Heizung (namentlich der Receiver) andererseits sind beiläufige additive oder subtractive Beträge (procentuell) in den betreffenden Tabellen angegeben.

Bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen ist indessen sowohl das System Woolf, als auch das Compound-System und bei den Dreicylinder-Maschinen sowohl das Dreikurbel- als auch das Zweikurbel-System (wo es darauf ankommt) in Betracht gezogen.

Note. Im Falle bei einer Zwei- oder Dreicylinder-Maschine, um ihren Hochdruck-Cylinder entsprechend zu belasten, ein Spannungsabfall herbeigeführt werden müßte, — was in einem fehlerhaften Volumenverhältnisse der Cylinder, eventuell in einer Überanstrengung (zu großen Füllung) der Maschine begründet wäre, — dann wird dieselbe in bezug auf Leistung und Dampfverbrauch minder günstige Resultate nachweisen, als sie sich mittels der Tabellen ergeben.

§ 62.

Uebersicht der „Tabellen für die Anwendung“.

(Einschließlich jener für Maschinen mit hohem Dampfdruck.)

Die sämtlichen „Tabellen für die Anwendung“ sind sehr leicht zu übersehen, wenn man die eben in § 61 angegebenen in Betracht gezogenen Maschinengattungen A, B, C, D festhält und außerdem beachtet, daß für die „Maschinen mit hohem Dampfdruck“ ($p = 8$ bis **14** Atm.) die ersten fünf Tabellengruppen (I. bis V.) separat als „Special-Tabellen“ ganz zuletzt auf S. **71** bis **83** enthalten sind.

Es folgen der Reihe nach zunächst für die Maschinengattungen A, B, C, D (bis $p = 10$ Atm.):

I. Hilfstabellen (auf S. **21** bis **23**), diejenigen Größen enthaltend, welche bei einer bestehenden oder bestehend gedachten Maschine gegeben, für eine zu entwerfende Maschine hingegen zumeist erstlich festzusetzen resp. anzunehmen sind, und zwar:

I. α) Die besten normalen Füllungen (d. i. die günstigsten Füllungen der verschiedenartigen Maschinen bei ihrer normalen Beanspruchung).

I. β) Passende Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Zweicylinder-Condens.-Maschinen (hierzugehörig: Ad I. β Vorläufige Füllung des Expansions-Cylinders).

I. γ. Passende Kolbengeschwindigkeiten.

Hierauf folgen Tabellen, welche die eigentlichen Berechnungsdaten (theoretische Resultate) enthalten, und zwar:

Tab. II. Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$ für vorläufige Ausmittlungen (S. **24**, **25**).

Tab. III. A, B, C, D auf vier Doppelseiten (S. **26** bis **33**) die indicierten Spannungen p_i für die in § 61 angeführten Maschinengattungen A, B, C, D in der angegebenen Reihenfolge (paarweise links und rechts).

Hieran schließt sich (auf S. **34** und **35**) Tab. III', enthaltend die reciproken Werte $\frac{1}{p_i}$ der indicierten Spannungen zu A, B, C, D.

Tab. IV. Der Leergangs-Widerstand und die zusätzliche Reibung
A. für Auspuff-Masch. (S. **36**)
B. für Condens.-Masch. (S. **37**)
und zwar ohne Rücksicht auf das Schwungradgewicht.

Tab. V. A, B, C, D auf vier Doppelseiten (S. **38** bis **45**) nebst S. **46**, der Dampfconsum (pro indicierte Pferdekraft und Stunde excl. Dampflässigkeits-Verlust) für die verschiedenen Maschinengattungen in ganz analoger Anordnung mit Tab. III. A, B, C, D.

Mit den eben angeführten fünf Tabellengruppen (I bis V) gehen parallel die ganz analogen und gleich eingerichteten „Special-Tabellen für Maschinen mit hohem Dampfdruck" (A. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen, B. Dreicylinder-Condens.-Maschinen), wie folgt:

1. Hilfstabellen (auf S. **71** *bis* **75***) über diejenigen Größen, welche bei einer bestehenden od. bestehend gedachten Maschine gegeben, für eine zu entwerfende Maschine hingegen zumeist erstlich festzusetzen resp. anzunehmen sind und zwar:*

I. α) Die besten normalen Füllungen (S. **71***).*

I. β) Passende Cylinder-Volumenverhältnisse und zugehörige „Vorläufige Werte der Füllung des Niederdruck-, bezw. auch des Mitteldruck-Cylinders" (S. **72** *bis* **74***).*

I. γ) Passende Kolbengeschwindigkeiten (S. **75***).*

*Tab. II. A. B. Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$ (***76, 77***).*

Tab. III. A. B. Indicierte Spannungen p_i nebst ihren reciproken Werten (S. **78, 79***).*

Tab. IV. A. B. Leergangs-Widerstand und zusätzliche Reibung (S. **80, 81***).*

Tab. V. A. B. Dampfconsum (excl. Dampflässigkeits-Verlust) pro indic. Pfdk. und Stde. (S. **82, 83***).*

Die übrigen, folgends angeführten Tabellen sind für alle Maschinen gemeinschaftlich.

Tab. V'. Der Dampflässigkeits-Verlust (S. **47**):
zunächst bei den Eincylinder-Maschinen,
mit Bemerkung über die Zwei- und Dreicylinder-Maschinen.

Tab. VI. Werte von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ zur Ermittlung des Abkühlungsverlustes C_i" aus den Ansätzen $\sqrt{c} \cdot C_i$" der Tab. V (durch Multiplication dieser Ansätze mit $\frac{1}{\sqrt{c}}$). Diese auf S. **48, 49** befindliche Tabelle ist, ebenso wie die nachfolgende, eine reine Rechnungs-Hilfstabelle.

Tab. VII. Werte von $D^2 \frac{\pi}{4}$ zur Bestimmung der Kolbenfläche aus dem Durchmesser (bis $D = 3$ m) und umgekehrt (S. **50** bis **55**).

Tab. VIII enthält auf S. **57** bis **65** die notwendigen Angaben zur Ausmittlung der Schwungräder für Eincylinder-Maschinen und zugleich die Angaben zur Ausmittlung des Leergangswiderstandes r_0 mit Berücksichtigung des Schwunggewichtes, indirecte auch bei den Mehrcylinder-Maschinen.

Tab. IX, X und **X'** (S. **66** bis **69**) dienen auf Grundlage der Tab. VIII zur sofortigen Bestimmung des Leergangswiderstandes r_0 mit Berücksichtigung des Schwungradgewichtes etc.

Hierauf folgen auf S. **71** bis **83** die bereits oben (in *Cursivschrift*) aufgezählten Specialtabellen für „Maschinen mit hohem Dampfdruck".

§ 63.

Bemerkungen zu den „Tabellen für die Anwendung".

Die Tabellen sind für die eigentliche Handhabung an und für sich verständlich; die folgenden Bemerkungen enthalten einerseits begründende Erklärungen, andererseits gewisse Winke für die Anwendung.

Man merke (ohne daß dies weiterhin stets besonders erwähnt wird), daß die Haupttabellen für die Dampfmaschinen-Berechnung, nämlich Tab. I bis V, doppelt vorhanden sind, und zwar:

erstlich auf S. **21** bis **46** für alle Eincylinder-Maschinen und für die Zweicylinder-Condens.-Maschinen bis höchstens $p = 10$ Atm. (man beachte die Schlußbemerkung § 72, S. 222 in *Cursivschrift*);

zweitens auf S. **71** bis **88** für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen und Dreicylinder-Condens.-Maschinen als „Maschinen mit hohem Dampfdruck" ($p = 8$ bis **14** Atm.).

Zu **Tab. I.** (Hilfstabellen.)

I. α) Die „besten normalen" Füllungen. Behufs kurzer Ausdrucksweise nennen wir die von einer Maschine vorwiegend (während der größten Zeit ihres Betriebes) zu entwickelnde Leistung ihre „Normalleistung" und die zugehörige Füllung die „normale Füllung"; insofern diese Füllung für eine herzustellende Maschine so bemessen wird, daß der Dampfökonomie zugleich mit Rücksicht auf die Maschinen-Herstellungskosten entsprochen wird, gebrauchen wir den Ausdruck „beste normale Füllung". Dieselbe ist somit als diejenige normale Füllung zu definieren, bei welcher die (etwa jährlichen) Betriebskosten mit Einschluß der Verzinsung und Amortisation der Maschinenkosten bei den obwaltenden Umständen das Minimum erreichen. Die beste normale Füllung nähert sich der Füllung des kleinsten Dampfverbrauches als ihrer Grenze.

Für eine bestehende Maschine ist die günstigste Füllung diejenige kleinste Füllung, bei welcher die jeweilig erforderliche Leistung entwickelt, d. h. der Dampf möglichst wenig gedrosselt wird. Diese Füllung hat keine, beziehungsweise nur diejenige kleinste Füllung als Grenze, für welche die betreffende Maschinensteuerung eben eingerichtet ist; über diese Füllung hinaus ist das Drosseln gerechtfertigt, weil unvermeidlich. Außerdem ist das Drosseln dann gerechtfertigt, wenn die variabel beanspruchte Maschine auf stellbare (nicht selbständig variable) Füllung und außerdem so eingerichtet ist, daß die übrige Regulierung von dem Regulator durch Droßlung besorgt wird; dann sorge aber der Maschinenwärter dafür, daß dem Regulator möglichst wenig zu drosseln übrig bleibt.

I. β) Die angegebenen Cylinder-Volumenverhältnisse bei den Zweicylinder-Condens.-Maschinen (S. **22**) gelten zum Zwecke der beiläufig gleichen Arbeitsverteilung auf beide Cylinder (bei den Compound-Maschinen zugleich mit partieller Rücksicht auf die gleichförmige Arbeitsverteilung auf die vier Quadranten*) des Kurbelkreises), unter Annahme eines gewissen (angegebenen) Receivervolumens im Verhältnisse zu den Größen der beiden Cylindervolumen, und bei einer gewissen, für die Normal-Leistung in Aussicht genommenen reduc.

*) Die alleinige Berücksichtigung der gleichen Arbeitsverteilung in besagtem Sinne ergibt etwas zu kleine Werte der Cylinder-Volumenverhältnisse (siehe S. 111) und hiermit etwas zu große, einer Steigerung nicht gut fähige Füllungen des Hochdruck-Cylinders, weshalb es sich empfiehlt dieser Rücksicht nur teilweise mit Rechnung zu tragen und die gleiche Arbeit der beiden Cylinder nie ganz außer acht zu lassen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$, welche — zu der jeweiligen Admissionsspannung p gehörig — aus dreierlei angesetzten Combinationen zu wählen ist, und zwar:

a) bei mäßiger, b) bei mittelgroßer, c) bei hochgradiger Expansion (einer Expansions-Endspannung von bezw. 0,6, 0,5, 0,4 Atm. entsprechend).

Die wirkliche Arbeitsverteilung, sowie überhaupt die Vorgänge in beiden Cylindern (Verlauf der Spannungen etc.) sind von Fall zu Fall bei Entwürfen durch Zeichnung von theoretischen Diagrammen (für große Kolbengeschwindigkeiten auch von Kurbeldiagrammen mit Berücksichtigung der Massen) zu untersuchen und hiermit die hier gegebenen allgemeinen Anhaltspunkte zu controlieren.

Note. Das Volumenverhältnis $\frac{v}{V}$ für gleiche Arbeitsverteilung nimmt mit der Füllung, bei welcher diese Verteilung gewünscht wird, regelmäßig ab, d. h. der Hochdruck-Cylinder fällt im Verhältnisse zum Expansions-Cylinder desto kleiner aus, je kleiner die (normale) Füllung ist, bei welcher die gleiche Arbeitsverteilung angestrebt wird. Wenn man von einer gewissen normalen Füllung zu einer kleineren übergeht, so wird (bei gleicher Arbeitsverteilung) nur der Expansions-Cylinder entsprechend größer, während der Hochdruck-Cylinder nahe ungeändert bleibt; dies ist (außer anderem) ein Fingerzeig, bei Zweicylinder-Maschinen überhaupt möglichst hoch zu expandieren.

Die unter Ad I. β. angeführten Daten über die „vorläufige Füllung X des Expansions-Cylinders" in ihrer Abhängigkeit von der (verhältnismäßigen) Receivergröße und von dem Volumenverhältnisse $\frac{v}{V}$ sind an und für sich verständlich.

Die auf S. 72, 73 und 74 enthaltenen Hilfstabellen I. β für die Maschinen mit hohem Dampfdruck, und zwar:

A. für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen,

B. für die Dreicylinder-Condens.-Maschinen mit drei Kurbeln (unter 120°),

C. für die Dreicylinder-Condens.-Maschinen mit zwei Kurbeln (unter 90°) haben eine ganz ähnliche Einrichtung, wie jene (eben besprochenen) für die Zweicylinder-Condens.-Maschinen; nur bezüglich der Receivergröße ist eine Abweichung dahin geschehen, daß bei den Maschinen mit hohem Dampfdruck das Receivervolumen stets einmal gleich dem kleineren Cylindervolumen, das anderemal $= \infty$ angenommen wurde. Die zu diesen beiden Annahmen gehörigen Ansätze der Cylinder-Volumenverhältnisse lassen stets leicht eine Interpolation dann zu, wenn das Receivervolumen größer als das Volumen des betreffenden kleineren Cylinders (des Hochdruck- bezw. des Mitteldruck-Cylinders) ist.

Das Gleiche gilt von den Angaben ad A, ad B und ad C über die „vorläufige Füllung" des Niederdruck-Cylinders, bezw. auch des Mitteldruck-Cylinders.

I. γ) Die empfohlenen passenden Kolbengeschwindigkeiten wurden zunächst in Abhängigkeit von der Leistung N einer erst auszumittelnden Maschine (für welche eben nur diese nebst der Spannung p bekannt ist) empirisch bestimmt und sodann in Abhängigkeit von Kolbenhub und Spannung nach einer von dem Verfasser hierfür aufgestellten Formel ausgemittelt, wobei Fälle einer „mäßigen", „mittelgroßen" und „großen" Kolbengeschwindigkeit unterschieden werden.

Die genannte Formel des Verfassers $c = \beta \sqrt{p\,l}$ hat vom theoretischen Standpunkte auch für Mehrcylinder-Maschinen eine Berechtigung (siehe § 38, S. 115).

Eine für eine herzustellende Maschine in Aussicht genommene größere Kolbengeschwindigkeit hat kleinere Dimensionen, also auch kleinere Herstellungskosten derselben, außerdem aber noch (vermöge Herabsetzung der Dampfverluste) kleinere Betriebskosten zur Folge. Demgemäß empfiehlt sich die Anwendung einer tunlichst großen Kolbengeschwindigkeit insoweit, als hierbei ein dauernd verläßlicher (gefahrloser) und correcter Maschinenbetrieb verbürgt ist. Insbesondere bei allen Maschinen mit ununterbrochenem Betriebe wird man in dieser Beziehung stets einigermaßen zurückhaltend sein; dem hierin äußerst Zulässigen wird man sich aber nur dann zu nähern trachten, wenn man hierzu einerseits vermöge des Maschinenzweckes (wie bei Maschinen für Dynamo, Torpedoboote u. dgl.) dringend veranlaßt ist, und wenn gleichzeitig andererseits die betreffende Maschine nur periodisch arbeitet, somit die Gelegenheit zur zeitweiligen Reparatur ohne weiteres gegeben ist (Locomotiven).

Zu **Tab. II.** Die als „vorläufig“ hingestellten Wirkungsgrade sind in der Gegend der meist gebräuchlichen Füllungen bei den verschiedenen Maschinengattungen gemeint, und gegenüber vollkommenen Maschinen-Constructionen möglichst gleichmäßig unterschätzt, und zwar derart, daß die hiermit vorgenommene „vorläufige“ Maschinen-Ausmittlung von der definitiven (mit Specialisierung des Leergangswiderstandes und der zusätzlichen Reibung) meist nicht erheblich abweichen wird; dessen ungeachtet wäre es nicht gerechtfertigt, diese empirischen Angaben auch anderweitig in Anwendung zu bringen. Bei den unvermeidlichen „vorläufigen“ Ausmittlungen ist aber ihre Anwendung vollends zulässig und führt am schnellsten zum Ziele.

Zu **Tab. III.** Die indicierten Spannungen sind für die beiden Maschinengattungen mit Coulissensteuerung (Tab. III A. *a* und *b*, S. **26** und **27**) ohne weitere Zusätze angegeben. Bei den übrigen Eincylinder-Maschinen sind außer den gewöhnlichen Umständen, welchen die jeweilige Haupttabelle entspricht, zweierlei anderweitige Umstände berücksichtigt, und zwar gelten bei den Eincylindermaschinen mit Expansionssteuerung (Auspuff- und Condensations-Maschinen — Tab. B und Tab. C, S. **28** bis **31**) die Haupttabellen für die gewöhnliche Größe der schädlichen Räume (circa 5 %) und für eine unansehnliche (nur die unvermeidliche) Compression des Vorderdampfes. Für Maschinen mit kleinerem schädlichen Raume (3 bis 2 %) sind für die kleineren Füllungen (von 0,20 an) die betreffenden (kleineren) Werte der indicierten Spannungen in Kleindruck linksseitig beigesetzt. Bei Maschinen mit namhafter Compression des Vorderdampfes (welche bis nahe zur Gegendampfspannung von entschiedenem Nutzen ist) wird der betreffende Wert der indicierten Spannung (gleichgültig, welche Füllung eben in Betracht kommt) um einen Anteil ($\triangle$) herabgesetzt, welcher durch die jeweilige Größe des schädlichen Raumes und durch die gewünschte Compressions-Endspannung (p_c) gegeben ist. Diese substractiven Anteile sind in jeder Tabelle für zweierlei Größe des schädlichen Raumes und für verschiedene Werte von p_c angegeben; dieselben sind indes dem schädlichen Raume nahe proportional.

Bei den Zweicylinder-Condensator-Maschinen werden in der Tab. III D (S. **32** und **33**) die drei bereits besprochenen und daselbst zum Ausdruck gebrachten Modalitäten *a*, *b* und *c* bezüglich der Heizung des Receivers und der Dampfcylinder unterschieden. Die bei diesen Maschinen angesetzten, die Compression betreffenden Daten gelten (bei circa 4 procentigem schädlichen Raume) für eine solche gleichmäßig in beiden Cylindern bis nahe

zur Gegendampfspannung, da eine solche Compression hier stets möglich und auch stets nützlich ist.

In den einzelnen Tabellen für Maschinen mit Expansions-Steuerung ist schließlich derjenige Wert der absoluten Emissionsspannung p' oben angegeben, welcher bei ihrer Berechnung angenommen wurde ($p' = 1{,}_{13}$ für Auspuff, $p' = 0{,}_{21}$ für Condensation).

Bei irgend gehinderter Ausströmung (welche indes nach aller Möglichkeit zu vermeiden ist, bei der Heizung und beim Vorwärmen mit dem Auspuff-Dampfe aber zur Notwendigkeit wird) wären die Werte von p_i um den betreffenden Mehrbetrag von p' kleiner.

An die eben besprochenen Tabellen (Tab. III A, B, C, D) der indicierten Spannungen p_i reiht sich die zugehörige Tab. III', S. **34**, **35**, welche die reciproken Werte $\frac{1}{p_i}$ dieser Spannungen für alle benannten Maschinengattungen ohne (namhafte) Compression enthält. Diese Tabellengruppe hat lediglich den Zweck einer Rechnungs-Erleichterung, indem hierdurch die häufig vorkommende Division mit p_i in die bequemere Multiplication (mit $\frac{1}{p_i}$) verwandelt wird.

Für die Maschinen mit hohem Dampfdruck sind die indicierten Spannungen p_i in Tab. III A, S. **78** für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen und in Tab. III B, S. **79** für die Dreicylinder-Condensator-Maschinen zusammengestellt, und denselben die zugehörigen reciproken Werte in Kleindruck (eingeklammert) unterhalb beigesetzt. Diese Ansätze von p_i und $\frac{1}{p_i}$ betreffen die genannten Maschinen mit bloß äußerlicher (dampfhemdartiger) Receiver-Heizung und ohne (namhafte) Compression. (Bei den Dreicylinder-Condensator-Maschinen wird außer dem Hochdruck-Cylinder wohl auch der Mitteldruck-Cylinder mit Dampfhemd vorausgesetzt.) Die Daten für gleichmäßige Compression bis nahe zur Gegendampfspannung, ferner für ausgiebige, sowie für mangelnde Heizung (bei jedoch stets geheiztem Hochdruck-Cylinder) sind unterhalb der Tabellen angesetzt. Bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen sind außerdem für Coulissen-Steuerung die betreffenden Coëfficienten zuunterst angegeben.

Für exacte Zwei- und Dreicylinder-Maschinen mit vollkommener Compression kann man die Werte der indicierten Spannungen p_i auch der besonderen Tabellengruppe im Texte S. 144 und 145 (am Ende des § 43) entnehmen.

Note. Die sämtlichen Angaben der Tabellen III über die indicierte Spannung gelten für eine nur mäßige Droßlung des Admissionsdampfes. Bei bedeutender oder gar starker Droßlung (welche indes stets möglichst zu vermeiden ist) gestaltet sich die indicierte Spannung entsprechend geringer, als die genannten Tabellen angeben.

Zu **Tab. IV** (S. **36** und **37** einerseits, S. **80** und **81** andererseits, ist zu bemerken, daß hiernach die passiven Widerstände stets beurteilt werden können, wenn die Maschine in betreff des Schwungradgewichtes oder (bei Condensation) bezüglich der Satzhöhe der Kaltwasserpumpe usw. keine ganz absonderlichen Verhältnisse darbietet. Sollte dieses der Fall sein, oder sollte man das Schwungradgewicht etc. von vorneher berücksichtigen wollen, so

kann der Leergangswiderstand r_0 mittels der Tab. IX und X auf Grundlage der Schwungradberechnungs-Tabellen VIII bestimmt werden, worüber nahe am Schlusse dieses § das Weitere folgt. Der Coëfficient μ der zusätzlichen Reibung ist jedenfalls aus Tab. IV zu nehmen.

Zu **Tab. V**, A, B, C, D, S. **38** bis **46** einerseits, und zu Tab. V, A, B, S. **82** und **88** andererseits. Für jede Maschinengattung können aus einer einzelnen Seite dieser Tabellengruppen (welche mit den Tabellen III der indicierten Spannungen übereinstimmend geordnet sind) die zwei Hauptanteile C_i' und C_i'' des Dampfconsums pro indicierte Pferdekraft und Stunde (1. der nutzbare Dampfverbrauch, 2. der Abkühlungsverlust) leicht bestimmt werden; in betreff des 3. Anteiles C_i''' (Dampflässigkeitsverlust) findet die Berufung auf Tab. V' statt; und zwar wird

C_i' unmittelbar numerisch entnommen;

C_i'' folgt durch Division des numerisch entnommenen Wertes von $\sqrt{c}\; C_i''$ mit $\sqrt{c}$ oder (einfacher) durch Multiplication mit $\frac{1}{\sqrt{c}}$, welche beide (Divisor und Multiplicator) für den jeweiligen Wert der Kolbengeschwindigkeit c aus Tab. VI, S. **48, 49** (für alle Maschinengattungen) numerisch zu entnehmen sind.

Wenn das Hubverhältnis $l : D$ des Admissions-Cylinders (also bei Mehrcylinder-Maschinen jenes des Hochdruck-Cylinders) von 2:1 namhaft verschieden ist, so hat man C_i'' mit einem Coëfficienten zu corrigieren, welcher aus der stets unterhalb angehängten (kleingedruckten) Tabelle entnommen wird.

C_i''' wird aus Tabelle V', S. **47** für alle Maschinengattungen (zu der jeweiligen Größe von N_i und c gehörig) unmittelbar numerisch entnommen.

Es ist sodann der Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft und Stunde (in der Maschine allein) $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$.

Die Ansätze der Tabellen gelten unmittelbar für eine gute constructive Ausführung der Maschinen und für einen wohlbefriedigenden Betriebszustand derselben derart, daß eine Maschine, welche einen größeren Dampfconsum nachwiese, nach der einen oder anderen Richtung als mangelhaft zu bezeichnen wäre. Dem entgegen kann bei exacter Ausführung (etwa auch mit entsprechender Compression des Vorderdampfes) und Instandhaltung einer Maschine ein etwas kleinerer Dampfconsum — möglicherweise jeden der drei Anteile C_i', C_i'', C_i''' betreffend — erzielt werden. Namentlich kann der nutzbare Dampfverbrauch C_i' um die in der untersten Zeile der betreffenden Tabellen angesetzten Beträge und der Dampflässigkeits-Verlust C_i''' nach Note (Tab. S. **47**) kleiner ausfallen. Der sonstige möglicherweise zu erzielende günstigere Ausfall dürfte aber bei den Maschinen des practischen Betriebes im allgemeinen kaum sehr erheblich sein, insolange dieselben mit dem gewöhnlichen, gesättigten oder gar etwas feuchten Dampfe gespeist werden. Hingegen kann bei der Anwendung von überhitztem Dampfe eine namhafte Ersparnis erzielt werden, worüber im 3. Bande unter dem Titel „Heißdampfmaschinen" besonders abgehandelt wird.

Nach bereits vorangegangener Darstellung ist bei den Mehrcylinder-Maschinen, wenn der Hochdruck-Cylinder jedenfalls mit Kesseldampf geheizt

ist, der rechnungsmäßige Abkühlungsverlust C_i'' gleich groß bei jeder Intensität der sonstigen Heizung (der Cylinder und Receiver); nur der nutzbare Dampfverbrauch C_i' ist von der Intensität dieser „sonstigen Heizung" (nach Maßgabe der hierdurch beeinflußten Maschinen-Leistung) abhängig.

Die Coulissen-Maschinen können den mittels der Tabellen sich ergebenden Dampfconsum nur bei ununterbrochenem Betriebe — eventuell als Locomotiv-Maschinen — nachweisen. Die mit häufigen Pausen und auch unter anderweitigen ungünstigen Verhältnissen arbeitenden Förderungs-Maschinen verbrauchen (selbst auch wenn sie Expansions-Steuerung besitzen) bedeutend mehr Dampf, wovon indes später noch die Rede sein wird.

Die in den Dampfconsums-Tabellen markiert gedruckten Zahlen betreffen beiläufig die „beste normale" Füllung.

Zu **Tab. VII**, S. **50** bis **55**. Eine Kreisflächen-Tabelle, speciell zur Bestimmung der Kolbenflächen (und Kolbenstangenquerschnitte) in Qu.-Meter, ohne jede Interpolation, wurde hier hinzugefügt, um das betreffende Nachschlagen in anderen Büchern zu ersparen; dieselbe ist übrigens in dieser bequemen und completten Einrichtung kaum irgendwo zu finden.

Zu **Tab. VIII**, S. **57** bis **65** (Schwungradberechnungs-Tabellen) ist hier insofern nichts zu bemerken, als die vollständige Anleitung zum Gebrauche derselben auf ihrer Titelseite gegeben ist.

Zu **Tab. IX** und **X** nebst **X'**, S. **66** bis **69**. Mittels dieser Tabellen ist die Leergangs-Widerstandsspannung r_o mit Berücksichtigung des Schwungradgewichtes etc. auf Grundlage der Tab. VIII in der Weise zu bestimmen, daß man hiernach entweder (wenn es sich um eine Eincylinder-Maschine handelt) mit Beachtung der einfachen Gebrauchsanweisung auf der Titelseite von Tab. VIII das Schwungradgewicht und außerdem — wenigstens annähernd — das Wellengewicht, somit das summarische Gewicht G_s des Schwungrades samt Welle wirklich festsetzt, oder aber schlechtweg (gleichgültig, ob es sich um eine Eincylinder- oder Mehrcylinder-Maschine handelt) die annähernde Größe

$$\frac{G_s}{10000} = A \cdot 1{,}5 \frac{Ol}{c^2}$$

berechnet, wobei der Wert von A der betreffenden Tab. VIII zu entnehmen ist. Für Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen (bei welchen die Größen O, l und c den Niederdruck-Cylinder betreffen) ist jedenfalls das letztere Verfahren einzuhalten, da das wirkliche Schwungradgewicht (dessen Berechnung diesfalls auf Grundlage der betreffenden Indicator- und Kurbeldiagramme mit Rücksicht auf die Massen von Fall zu Fall besonders vorgenommen werden muß) auf einen etwas zu kleinen Wert von r_o führen würde; — es wäre denn, daß man nach der „Note" in § 48 S. 167 verfährt, indem man den Anteil r_o' des Leergangswiderstandes zwar nach dem wirklichen (diesfalls kleineren) Schwungradgewichte bestimmt, dabei aber den Anteil r_o'' für jeden vorgelegten Cylinder (Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinder) um 80 oder 60% größer annimmt, je nachdem dieser vorgelegte Cylinder auch eine besondere Kurbel besitzt oder nicht.

Mit dem festgesetzten Werte von G_s resp. von $\frac{G_s}{10000}$ hat man für Auspuffmaschinen:

$$r_o = r_o' + r_o'' = \alpha \frac{G_s}{10000} + r_o''$$

wobei die Werte von α und von r_o'' aus Tab. IX unmittelbar zu entnehmen sind. Für Condensator-Maschinen kommt noch der summarische Pumpenwiderstand $r_c' + r_c''$ (die Luftpumpe und die Kaltwasserpumpe betreffend) additiv hinzu, d. h. es ist

$$r_o = r_o' + r_o'' + r_c' + r_c'',$$

wobei die Größen r_c' und r_c'' der Tab. X und X' unmittelbar zu entnehmen sind.

Zur Beachtung.

In welcher Weise bei minder präciser Absperrung aut der Admissionsseite (Beginn der Expansion) die Größe der Füllung zu beurteilen ist, besagt die betreffende Bemerkung am Schlusse der Einleitung zu dem „Practischen Teile" des Hilfsbuches.

Bei den Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen gelten die hier angegebenen Cylinder-Volumenverhältnisse für gleiche Arbeitsverteilung in dem betreffenden Sinne unter der Voraussetzung der vollständigen Vermeidung eines Spannungsabfalls; ein solcher Abfall vermindert stets die Gesamtarbeit beider (bezw. aller drei) Cylinder, vermehrt jedoch den Arbeitsanteil des Hochdruck-Cylinders, und würde für gleiche Arbeitsverteilung ein kleineres Cylinder-Volumenverhältnis $\frac{v}{V}$ (also ein kleineres Volumen v des Hochdruck-Cylinders), als hier angegeben wird, gestatten; es wäre nicht gerechtfertigt, von diesem scheinbaren Vorteile des Spannungsabfalls in einem irgend bedeutenderen Maße Gebrauch zu machen, denn dieses würde stets einen entsprechend größeren Dampfverbrauch (pro Pfdk. und Stde.) zur Folge haben.

2. KAPITEL.

Gebrauch der „Tabellen für die Anwendung".

§ 64.

Vorbemerkungen.

Erste Vorbemerkung.

Hinsichtlich der Leistung der Dampfmaschinen kommen die folgenden Relationen in Betracht, und zwar:

in betreff der indicierten Leistung die „einfache" Relation:

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10000}{75} p_i O = \frac{400}{3} p_i O$$

in betreff der Netto-Leistung erstlich die „vorläufige" Relation:

$$\frac{N_n}{c} = \eta \frac{N_i}{c} = \frac{10000}{75} \eta p_i O = \frac{400}{3} \eta p_i O$$

hieraus (vorläufig):

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta} \frac{1}{p_i},$$

dann die „Hauptrelation":

$$\frac{N_n}{c} = \frac{10000}{75} p_n O = \frac{10000}{75} \frac{1}{1+\mu} (p_i - r_o) O$$

$$\text{da} \quad p_n = \frac{1}{1+\mu} (p_i - r_o)$$

in betreff der (indicierten) Leergang-Leistung:

$$\frac{N_o}{c} = \frac{10000}{75} r_o O$$

Hierin $\frac{10000}{75} = \frac{400}{3}$; aus $\frac{N_i}{c}$, $\frac{N_n}{c}$ und $\frac{N_o}{c}$ folgt N_i, N_n und N_o stets leicht durch Multiplication mit c. Es ist auch $N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o)$ und $\frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right)$.

Außerdem gilt stets die Beziehung:

$$n\, l = 30\, c$$

Zweite Vorbemerkung.

Auf Grundlage der festgesetzten absoluten Kesselspannung p_o (Überdruck + 1 Atm.) kann man für eine auszumittelnde Maschine die absolute Admissionsspannung in den gewöhnlichen Fällen beiläufig:

$$p = 0{,}9\, p_o - 0{,}3 \quad . \quad . \quad a)$$

annehmen, und zwar lieber etwas kleiner, zur Sicherheit jedoch selbst dann nicht erheblich größer, wenn man fast gar nicht zu drosseln beabsichtigt.

Sollte eine stärkere Droßlung geboten sein, z. B. bei fixierter Expansion nebst Droßlung durch den Regulator, ferner bei Maschinen mit absätzigem Betriebe (Förderungsmaschinen etc.) oder wenn überhaupt einfache Coulissen-Steuerung in Aussicht genommen wird, so nehme man beiläufig:

$$p = 0{,}8\, p_o - 0{,}5\,.$$

Hiermit ergibt sich:

für $p_o =$	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	$7\frac{1}{2}$	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ad $a)\, p =$	3,3	3,7	4,2	4,6	5,1	5,5	6,0	6,4	6,9	7,8	8,7	9,6	10,5	11,4	12,3	13,2	14,1
ad $b)\, p =$	2,7	3,1	3,5	3,9	4,3	4,7	5,1	5,5	5,9	6,7	7,5	8,3	9,1	9,9	10,7	11,5	12,3

Bei neu herzustellenden Kesseln gehe man mit dem Überdruck:

(1) für Eincylinder-Condens.-Maschinen nicht leicht unter 4,5 Atmosphären,

(2) für Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Expansion und Zweicylinder-Condens.-Maschinen nicht unter 6 Atmosphären,

(3) für Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Coulisse nicht leicht unter 7 Atmosphären,

(4) für Zweicylinder-Auspuff-Maschinen und Dreicylinder-Condens.-Maschinen nicht unter 9 Atmosphären,

d. h. man mache nach Möglichkeit:

ad (1) $p_o > 5{,}5$ Atm. (max. 11 Atm., $p_{max.} = 9$ Atm.)
„ (2) $p_o > 7$ „ („ 14 „ , „ $= 12$ „)
„ (3) $p_o > 8$ „ („ 15 „ , „ $= 12$ „)
„ (4) $p_o > 10$ „ („ 16 „ , „ $= 14$ „)

§ 65.

Berechnungen und Ausmittlungen*) in betreff der indicierten Leistung.

Insoweit man bei irgend einer Dampfmaschine lediglich die indicierte Leistung (und nicht auch die Netto-Leistung) in Betracht ziehen will, geschieht jegliche Berechnung und Ausmittlung mittels der einfachen Relation

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10\,000}{75}\, p_i O = \frac{400}{3}\, p_i\, O$$

neben der stets gültigen Beziehung $n\, l = 30\, c$.

Jene Relation gibt für eine vorhandene oder vorhanden gedachte Maschine aus den diesfalls gegebenen Größen O, p und $\frac{l_1}{l}$, (wobei der zu p und $\frac{l_1}{l}$ gehörige Wert von p_i aus der betreffenden Tab. III entnommen wird), sofort die indicierte Leistung $\frac{N_i}{c}$ pro 1 Meter Kolbengeschwindigkeit (bei beliebiger

*) Eine vorhandene oder vorhanden gedachte Maschine (von bestimmten Dimensionen etc.) wird bezüglich ihrer Leistung etc.) „berechnet“, eine etwa herzustellende Maschine (von bestimmter Stärke etc.) wird bezüglich ihrer Dimensionen etc. „ausgemittelt“. Indem ich diesen Unterschied der Ausdrucksweise festhalte, kann der Text an Deutlichkeit nur gewinnen.

Admissions-Spannung und Füllung). Hieraus folgt leicht N_i (bei einer gewissen Geschwindigkeit c) durch Multiplication mit c.

Für eine (den Dimensionen nach) auszumittelnde Maschine von bestimmter (indicierter) Leistung N_i gibt die obige Relation die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{75}{10000} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}$$

auf Grundlage der angenommenen Kolbengeschwindigkeit c (mittels Tab. I γ), der Spannung p (mittels § 64, 2. Vorbem.) und Füllung $\frac{l_1}{l}$ (mittels Tab. I α), zu welch letzteren beiden Größen die indicierte Spannung p_i aus der betreffenden Tabelle III entnommen wird. Hieraus ergibt sich D, l und n nach der einfachen Anleitung in § 68.

§ 66.

Berechnung einer vorhandenen oder vorhanden gedachten Maschine in betreff der Netto-Leistung.

Gegeben D, O, l nebst n und hiermit auch $c = \frac{n\,l}{30}$.

Außerdem sind, wenn die Maschine in bezug auf das Schwungradgewicht etc. keine absonderlichen Verhältnisse darbietet, an der Hand der Tabelle IV, A oder B die Größen

$$r_o \text{ und } \mu \text{ nebst } \frac{1}{1+\mu}$$

als gegeben zu betrachten. (Mit Berücksichtigung des Schwungradgewichtes etc. ist die Leergangswiderstands-Spannung r_o nach Tabelle IX, X und X' zu bestimmen, indem man die Titel dieser Tabellen und etwa auch die Bemerkung zu Tabelle IX, X und X' in § 63, S. 210 beachtet. μ nebst $\frac{1}{1+\mu}$ wird stets der Tabelle IV, A oder B entnommen.)

Jegliche Berechnung geschieht nunmehr mittels der Hauptrelation:

$$\frac{N_n}{c} = \frac{10000}{75} p_n O$$

$$\text{wobei } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$$

so daß auch

$$\frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)\, O$$

womit die Netto-Leistung pro Meter Kolbengeschwindigkeit bei beliebiger Spannung p und Füllung $\frac{l_1}{l}$ zu bestimmen ist, wenn man den zu p und $\frac{l_1}{l}$ gehörigen Wert von p_i aus der betreffenden Tabelle III entnimmt.

Hieraus folgt dann bei beliebiger Kolbengeschwindigkeit c (resp. bei beliebiger Tourenzahl n)

$$N_n = \frac{N_n}{c} \cdot c$$

Note. Man bestimme nebenbei stets auch die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{10000}{75} p_i O c = \frac{400}{3} p_i O c, \text{bezw.} \frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} p_i O$$

etwa zur Berechnung des jeweiligen Wirkungsgrades $\eta = \frac{N_n}{N_i}$, jedenfalls aber behufs späterer Bestimmung des Dampfconsums.

Bestimmt man außerdem noch die Leergangsleistung

$$N_o = \frac{10000}{75} r_o O c = \frac{400}{3} r_o O c, \text{bezw.} \frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} r_o O$$

so ergibt sich die Nettoleistung auch mittels

$$N_n = \frac{1}{1+\mu} (N_i - N_o), \text{bezw.} \frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right)$$

§ 67.

Berechnung einer entworfenen Maschine in betreff der indicierten abzüglich der Leergangs-Leistung.

Vorläufige Erklärung. Die Ausmittlung einer herzustellenden Maschine geschieht (nach dem in den folgenden §§ 68 und 69 anzugebenden Vorgange — zunächst vorläufig, dann definitiv) naturgemäß stets für eine bestimmte normale, eventuell auch maximale) Netto-Leistung, denn der Betrieb irgend einer einzelnen Arbeitsmaschine oder eines Complexes von Arbeitsmaschinen erheischt (mit Berücksichtigung der etwaigen Transmissions-Verluste) die Entwicklung einer gewissen Netto-Leistung seitens der Dampfmaschine als Umtriebsmaschine.

Es wäre nun allerdings sehr wünschenswert, bei einer nach irgend einem Entwurfe hergestellten Maschine sich überzeugen zu können, ob dieselbe die beabsichtigte Netto-Leistung bei den in Aussicht genommenen Umständen (bei der betreffenden Spannung, Füllung und Kolbengeschwindigkeit) auch tatsächlich entwickelt. Wenn diese Ermittlung der Netto-Leistung leicht anginge, so könnte man dieselbe auch als die rationellste Grundlage der Garantie für die Maschinen-Lieferung (neben der Garantie des Dampf- resp. Brennstoff-Consums) hinnehmen.

Nun ist und bleibt leider die directe und verläßliche Feststellung der Netto-Leistung, namentlich bei einer halbwegs größeren Maschine, zum mindesten ungemein schwierig und kostspielig, zumeist aber mit den gewöhnlichen Hilfsmitteln ganz undurchführbar; man wird sonach auf die directe Ermittlung der Netto-Leistung im allgemeinen verzichten und sich mit denjenigen Versuchsresultaten begnügen müssen, welche mittels des Indicators relativ leicht zu gewinnen sind. Als solche sind die indicierte Leistung der unbelastet gehenden Maschine (Leergangsleistung) N_o, bezw. $\frac{N_o}{c}$ und die indicierte Leistung der entsprechend belasteten Maschine (indicierte Leistung im engeren Sinne) N_i, bezw. $\frac{N_i}{c}$ zu bezeichnen; die Differenz dieser beiden Leistungen $N_i - N_o$, bezw. $\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}$ wird als Anhaltspunkt zur Beurteilung der tatsächlichen Maschinenleistung und zugleich als Grundlage der allfälligen Garantie zu dienen haben; mit anderen Worten: für den bezeichneten Zweck wird man von der zusätzlichen Reibung" (ohne etwa die Existenz derselben verständigerweise hinwegleugnen zu wollen oder zu können) unumgänglicherweise abstrahieren.

Aus der Größe der versuchsmäßig festgesetzten Differenz $N_i - N_o$, bezw. $\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}$ wird man aber auf die Größe der Netto-Leistung N_n bezw. $\frac{N_n}{c}$ getrost

durch die Multiplication dieser Differenz mit dem empirischen Schätzungswerte von $\frac{1}{1+\mu}$ rechnungsmäßig schließen können; der hierbei etwa zu begehende Fehler wird in keinem Falle sehr ins Gewicht gehen.

Zur rechnungsmäßigen Festsetzung der indicierten abzüglich der Leergangsleistung, als einer Größe, welche bei einem Maschinenentwurfe für die Maschinenlieferung (Herstellung) als Grundlage der betreffenden Garantie zu dienen hat und an der hergestellten Maschine durch Indicatorversuche sichergestellt bezw. controliert werden kann, rechnet man zunächst für die in Aussicht genommene Spannung p und Füllung $\frac{l_1}{l}$ nach dem Vorangehenden die indicierte Leistung

$$\frac{N_i}{c} = \frac{10000}{75} p_i O = \frac{400}{3} p_i O$$

und außerdem (mit Hilfe der Tab. IV oder ihrer Ersatz-Tabellen IX und X) die Leergangsleistung

$$\frac{N_o}{c} = \frac{10000}{75} r_o O = \frac{400}{3} r_o O$$

Die obgenannte Leistungsdifferenz folgt einfach durch Subtraction, oder aber mittels des Ausdruckes

$$\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c} = \frac{10000}{75} (p_i - r_o) O = \frac{400}{3} (p_i - r_o) O$$

Es ist sodann selbstverständlich auch

$$N_i = \frac{N_i}{c} . c$$

$$N_o = \frac{N_o}{c} . c$$

$$N_i - N_o = \left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right) . c$$

Ebenso selbstverständlich ist schließlich (zu dem vorhergehenden § 66 gehörig) die Nettoleistung

$$\frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right)$$

$$\text{und } N_n = \frac{1}{1+\mu} (N_i - N_o)$$

§ 68.

Vorläufige Ausmittlung einer Maschine von bestimmter (normaler) Nettoleistung N_n.

Für die Ausmittlung einer Maschine wird im allgemeinen ihre Normalleistung zum Anhaltspunkte genommen (nur ausnahmsweise die Maximalleistung oder dgl.).

Man setze gemäß der betreffenden Kesselspannung die absolute Admissionsspannung p (siehe § 64, 2. Vorbem.), die Füllung $\frac{l_1}{l}$ (nach Tab. I α) und Kolbengeschwindigkeit c (nach Tab. I γ) fest, welche man für die gegebene

Leistung N_n in Aussicht nehmen will; sofort sind außer N_n als gegeben zu betrachten: p, $\frac{l_1}{l}$ und c, hiermit auch das Product

$$n\,l = 30\,c$$

Man bestimme aus den gegebenen Größen $\frac{N_n}{c}$ und suche in Tab. II den hierzu gehörigen Wert von η, nebst $\frac{1}{\eta}$, sowie in der betreffenden Tab. III den zu p und $\frac{l_1}{l}$ gehörigen Wert von p_i; dann ist (vorläufig):

$$O = \frac{75}{10000}\,\frac{1}{\eta}\,\frac{1}{p_i}\,\frac{N_n}{c} = \frac{3}{400}\,\frac{1}{\eta}\,\frac{1}{p_i}\,\frac{N_n}{c}\ {}^{*})$$

Mit einem (beiläufigen) Zuschlage auf den Kolbenstangenquerschnitt (3 bis 2% bei zweiseitiger, $1\frac{1}{2}$ bis 1% bei einseitiger Kolbenstange, je nach der relativen Stärke derselben) ergibt sich

$$D^2\,\frac{\pi}{4} = 1{,}_{03} \ldots \text{ bis } 1{,}_{01}\,O$$

Hierzu gibt Tab. VII ohne weiteres den (vorläufigen) Kolbendurchmesser D.

Aus dem bereits festgesetzten numerischen Werte des Productes $n\,l = 30\,c$ bestimmt man sodann n und l, und zwar hat man entweder gemäß einem zu D passenden Hube l (im Mittel $l = 2\,D$; bei kleinen Maschinen $l > 2\,D$, bei großen Maschinen aber $l < 2\,D$):

$$n = \frac{30\,c}{l}$$

oder aber gemäß einer etwa gewünschten Umgangszahl n

$$l = \frac{30\,c}{n}$$

§ 69.

Definitive Ausmittlung einer Maschine von bestimmter normaler Nettoleistung.

Für eine vorläufig mittels ($p_n = \eta\,p_i$) ausgemittelte Maschine wird die Kolbenfläche O und sodann der Kolbendurchmesser D corrigiert, indem man (falls die auszumittelnde Maschine in bezug auf das Schwungradgewicht etc. keine absonderlichen Verhältnisse darbietet) aus Tab. IV, A oder B zu dem vorläufigen D und zu der Maximalspannung p (für welche die Maschine zu construieren wäre, etwa $= p_o$) die Größen

$$r_o,\ \mu,\ \frac{1}{1+\mu}$$

numerisch entnimmt.

*) Für diejenigen, welche gegen die selbst auch nur vorläufige Einführung der Wirkungsgrade etwa Bedenken hegen, mag bemerkt werden, daß die obige vorläufige Beziehung allerdings durch die formell correctere: $O = \frac{3}{400}\,\frac{1}{p_n}\,\frac{N_n}{c}$, hierbei $p_n = \frac{1}{1+\mu}\,(p_i - r_o)$ zu ersetzen ist, wobei auf Grund einer vorläufigen Schätzung des (eben erst zu ermittelnden) Kolbendurchmessers D die Größen r_o und μ aus Tab. IV vorläufig entnommen werden können. Doch abgesehen davon, daß dieses Verfahren nur bereits Geübteren etwa taugen kann, ist hierdurch in bezug auf die Genauigkeit der „definitiven Ausmittlung" kaum etwas gewonnen, und umgekehrt durch die viel bequemere provisorische Rechnung mit den vorläufigen Wirkungsgraden gewiß nichts verloren.

Sollten in irgend welcher Beziehung abnormale Verhältnisse obwalten, oder sollte überhaupt das Schwungradgewicht etc. berücksichtigt werden wollen, so ist

für Auspuff $r_o = r_o' + r_o''$

„ Condensation $r_o = r_o' + r_o'' + r_c' + r_c''$

mittels der Tab. IX, X und X' numerisch festzusetzen, wobei die Überschriften dieser Tabellen als Erläuterung genügen, und eventuell die Bemerkungen zu Tab. IX, X und X' in § 63 S. 210 zu beachten sind. Die Größe von μ und $\frac{1}{1+\mu}$ ist jedenfalls aus Tab. IV, A oder B zu entnehmen.

Mit den hiermit festgesetzten Größen

$$r_o, \ \mu \text{ und } \frac{1}{1+\mu}$$

ergibt sich die (corrigierte) Nutzspannung

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$$

und hiermit ist entweder aus der Hauptrelation (§ 64) die (corrigierte) Kolbenfläche

$$O = \frac{75}{10000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1+\mu}{p_i - r_o}$$

zu rechnen, oder aber (meist einfacher) der vorläufige Wert von O mit dem (umgekehrten) Verhältnisse

$$\frac{\eta\, p_i \text{ (vorläufig)}}{p_n \text{ (corrigiert)}}$$

zu multiplicieren.

Sodann ist, wie bei der vorläufigen Ausmittlung

$$D_2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \ldots \text{ bis } 1{,}01\, O$$

woraus sich mittels Tab. VII der corrigierte Durchmesser D ergibt.

Note. In bezug auf l und n kann es bei den ursprünglichen Festsetzungen bleiben, es wäre denn, daß man (etwa mit Rücksicht auf die Regel $c = \beta \sqrt{p\, l}$, Tab. I γ) die Kolbengeschwindigkeit c ändern wollte, in welchem Falle die ganze Ausmittlung (auch die vorläufige) neuerdings vorzunehmen wäre.

Hierauf berechne man (behufs Bestimmung des Wirkungsgrades und des Dampfconsums) für die in Betracht gezogenen Verhältnisse (Füllung, Spannung etc.) jedenfalls auch die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} p_i\, O\, c$$

Bei einer Zweicylinder- oder Dreicylinder-Maschine werden nach dem Vorhergehenden die Dimensionen etc. des Niederdruck-Cylinders bestimmt, und folgt sodann die Ausmittlung des Hochdruck-Cylinders, bezw. auch des Mitteldruck-Cylinders nach Hilfstabelle I β und Ad I β, S. 22, bezw. nach I β, S. 72, 73, 74 auf Grundlage der dortselbst angegebenen Cylinder-Volumenverhältnisse. Nebenbei ergeben sich nach den dortigen Angaben die (beiläufigen) Füllungen der einzelnen Cylinder.

Hat man eine Maschine für eine bestimmte Nettoleistung (in der Regel für die Normalleistung) definitiv ausgemittelt, so empfiehlt es sich, ihre Leistung

(indiciert und Netto) auch für einige andere Füllungen (außer der bei der Ausmittlung in Betracht gezogenen Füllung — in der Regel der normalen Füllung) zu berechnen, um über die Wirkungsweise der Maschine eine leichte Übersicht zu gewinnen. Diese Berechnung geschieht mittels

$$N_i = \frac{400}{3} p_i O c, \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} p_i O$$

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) \text{ und}$$

$$N_n = \frac{400}{3} p_n O c, \text{ bezw. } \frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} p_n O$$

oder aber mittels

$$N_i = \frac{400}{3} p_i O c, \text{ bezw. } \frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} p_i O$$

$$N_o = \frac{400}{3} r_o O c, \text{ bezw. } \frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} r_o O$$

$$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o) \text{ bezw. } \frac{N_n}{c} = \frac{1}{1+\mu}\left(\frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c}\right);$$

bei der letzteren Berechnungsweise ist N_o und $\frac{N_o}{c}$ von der Füllung unabhängig und demnach nur einmal zu rechnen.

§ 70.

Ermittlung der Füllung für eine bestimmte Leistung.

Die Frage, bei welcher Füllung eine vorhandene oder vorhanden gedachte Maschine eine bestimmte Leistung (indiciert oder Netto) entwickelt, ist am besten indirect, und zwar in der eben am Schlusse von § 69 angegebenen Weise zu lösen, indem man nämlich N_i und N_n für verschiedene Füllungen (von der etwa gestatteten größten bis zu einer gewissen kleinsten Füllung) feststellt; die hierdurch erzielte Übersicht über die Wirkungsweise der Maschine wird noch gewinnen, wenn man zu diesen Angaben der Leistung auch noch die zugehörigen Angaben des Dampfconsums bei den verschiedenen Füllungen nach dem Nachfolgenden (§ 72) hinzufügt.

§ 71.

Zusatz in betreff der Ausmittlung der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen.

Bei den Förderungs- und Locomotiv-Maschinen kommen auch in Betracht (siehe § 49, S. 169 und 170):

$\mathfrak{P}_m$ als mittlerer resultierender Kolbendruck (Netto) und, wenn dieser constant (bei nahe ganzer Cylinderfüllung) und die Schubstange unendlich lang gedacht wird, zugleich als der Maximaldruck im Kurbelkreise, auf einen Dampfcylinder bezogen; und zwar ist (für Meter und Kgr.)

$$\mathfrak{P}_m = 75 \frac{N_n}{c} = 10\,000\, O p_n$$

ferner der mittlere Druck $\mathfrak{P}$ im Kurbelkreise, auf einen Dampfcylinder bezogen, und zwar ist (für Meter und Kgr.):

$$\mathfrak{P} = \frac{2}{\pi} \mathfrak{P}_m = 47{,}75 \frac{N_n}{c} = 6366\, O p_n$$

Durch Multiplication von $\mathfrak{P}_m$ und $\mathfrak{P}$ mit der Kurbellänge $0{,}5\, l$ ergibt sich für einen Dampfcylinder der Maximalwert $M_{\max.}$ und der Mittelwert M des statischen Momentes an der Maschinenwelle.

Hiermit ergeben sich die Beziehungen:

$\mathfrak{P}_m \times 0{,}5\, l = 10\,000\, O\, p_n \times 0{,}5\, l = 5000\, O\, l\, p_n = M_{\max.}$ (bei Volldruck),

$\mathfrak{P} \times 0{,}5\, l = 6\,366\, O\, p_n \times 0{,}5\, l = 3183\, O\, l\, p_n = M$ (bei beliebiger Füllung).

Hierbei ist für vorläufige Ausmittlungen (von O und l):

$$p_n = \eta\, p_i$$

wobei η nach dem folgenden Tabellchen geschätzt werden kann.

Für definitive Berechnungen und Ausmittlungen (einer bestehend gedachten oder vorläufig ausgemittelten Maschine) hat man

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$$

wobei μ und r_o zu dem Kolbendurchmesser D (eventuell zu dem vorläufigen D) gehörig mittels Tabelle IV bestimmt werden.

Vorläufige Werte von η (für Auspuff-Maschinen), einen Dampfcylinder betreffend (M_k = stat. Mom. für Meter und Kgr.):

M_k	η	M_k	η	M_k	η	M_k	η	M_k	η
50	0,721	250	0,771	800	0,809	3000	0,845	20 000	0,872
75	0,730	300	0,781	1000	0,818	4000	0,848	30 000	0,878
100	0,738	400	0,788	1500	0,825	5000	0,851	50 000	0,885
150	0,750	500	0,795	2000	0,833	7500	0,858	100 000	0,890
200	0,762	600	0,800	2500	0,839	10 000	0,865	200 000	0,901

Die bei den Förderungs-Maschinen (und Locomotiv-Maschinen) in den obigen Formeln für $M_{\max.}$ und M einzusetzenden numerischen Werte der zu bewältigenden statischen Momente werden nach den obwaltenden Verhältnissen ermittelt. (Siehe die zugehörigen Beispiele in dem nachfolgenden 4. Kapitel, woselbst auch die notwendigen Bemerkungen über die Berechnung der einschlägigen Zweicylinder-Maschinen [Zwillings-Tandem und Compound] zu finden sind.)

§ 72.

Bestimmung des Dampfconsums der Dampfmaschinen.

Für eine gewisse Maschinengattung wird aus der betreffenden Tabelle V, A, B, C, D (S. **38—46** links oder rechts), bezw. aus Tabelle V, A, B (S. **82** oder **83** zu der betreffenden Spannung p und Füllung $\frac{l_1}{l}$ gehörig:

1. der **nutzbare Dampfverbrauch** pro indicierte Pferdekraft und Stunde C_i' unmittelbar (in Kgr.) entnommen;
2. der **Abkühlungsverlust** C_i'' (pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.) durch Division des numerisch entnommenen Wertes von $\sqrt{c}\ C_i''$ mit $\sqrt{c}$, oder einfacher durch Multiplication mit $\frac{1}{\sqrt{c}}$ (mit Hilfe der Tabelle VI, S. 48, 49) vorläufig berechnet und für das betreffende Hubverhältnis $l:D$ mittels des Coëfficienten des angehängten Tabellchens corrigiert.

Gemäß der jeder Tabelle (V) unten beigefügten Berufung wird:

3. der **Dampflässigkeits-Verlust** C_i''' (pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.) aus Tabelle V' S. 47 (zu demjeweiligen Werte von c und N_i gehörig) numerisch festgesetzt.

Von den drei Anteilen C_i', C_i'', C_i''' des Dampfverbrauches kann der erstere (C_i') bei exacten Eincylinder-Maschinen um die in der untersten Zeile jeder betreffenden Tabelle angegebenen Beträge und der dritte (C_i''') in ebenfalls angegebenem Maße (eventuell um die Hälfte) kleiner ausfallen. Die Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen werden hier überhaupt als vollkommen vorausgesetzt.

Es ist dann der **summarische Dampfconsum pro indicierte Pferdekraft** und Stunde in Kgr.:

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$$

Hieraus folgt (falls überhaupt in Betracht zu ziehen) der summarische Dampfconsum pro Netto-Pferdekraft und Stunde in Kgr.:

$$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i$$

C_i und C_n gelten für die Dampfmaschine allein; der hierin (für den Speisewasserverbrauch) nicht einbegriffene Verlust in der Dampfleitung samt dem aus dem Kessel mitgerissenen Wasser kann mindestens auf 4 bis etwa 10 % von C_i resp. von C_n veranschlagt werden (abgesehen von sehr langen Dampfleitungen, welche einen größeren Verlust veranlassen).*)

Für die Ausmittlung des Dampfverbrauches sind bei den Eincylinder-Auspuff-Maschinen und bei den Zweicylinder-Condens.-Maschinen auch die Dampfspannungen $p = 11$ und 12 Atm. berücksichtigt, um den nach dem „Practischen Teile" bestimmten Dampfverbrauch (als wichtigste Größe) unter allen Umständen mittels dieses „Theoretischen Teiles" controlieren und detaillierter festsetzen zu können. In betreff der Leistung (indiciert und Netto) sind die genannten Maschinen für diese hohen Dampfspannungen (11 und 12 Atm.) bloß in dem „Practischen Teile" des Hilfsbuches specialisiert.

*) Über die annähernde Berechnung des Wärme- und Brennstoff-Verbrauches pro indicierte und pro Netto-Pferdestunde siehe die Schluß-Paragraphe über „Heißdampfmaschinen" im dritten Bande dieses Hilfsbuches.

3. KAPITEL.

Beispiele über den Gebrauch der Tabellen für die Anwendung.

§ 73.

Beispiele zu § 65, betreffend die indicierte Leistung.

1. Beispiel. Eine Auspuffmaschine hat den Kolbendurchmesser $D = 0{,}40$ m, den Hub $l = 0{,}80$ m $(= 2D)$, einer beiderseits durchgehende Kolbenstange von 7 cm ($d = 0{,}07$ m) Stärke, mithin (gemäß Tabelle VII, S. 50, ...) eine wirksame Kolbenfläche

$$O = D^2 \frac{\pi}{4} - d^2 \frac{\pi}{4} = 0{,}1257 - 0{,}0088 = 0{,}1219 \text{ Qu.-Met.};$$

die absolute Admissionsspannung beträgt 6 Atmosphären. Welche indicierte Leistung entwickelt dieselbe bei $0{,}3$ Füllung, wenn sie

1. mit einer Coulisse nach Gooch oder Stephenson ...,
2. mit separater Einlaßcoulisse,
3. mit Expansionssteuerung z. B. nach Meyer und mit einem Dampfhemd versehen ist?

Gegeben:

$$O = 0{,}1219$$
$$p = 6$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}3$$

Man findet zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$ gehörig:

	ad I in Tab. III A *a*, S. 26	ad 2 Tab. III A *b*, S. 27	ad 3 Tab. III B *b*, S. 29
$p_i =$	2,077	2,626	2,796
somit ist $\frac{N_i}{c} = \frac{400}{3} p_i O =$	33,7	42,7	45,4 Pfdk.

als jeweilige indicierte Leistung pro 1 m Kolbengeschwindigkeit.

Würde diese Maschine bei $l = 0{,}8$ m Hub $n = 60$ Umgänge pro Minute machen, also mit $c = \frac{nl}{30} = 1{,}6$ m arbeiten, so wäre in den drei Fällen die indicierte Leistung

$N_i = \frac{N_i}{c} \cdot 1{,}6 =$	54,0	68,3	72,7 Pfdk.

2. Beispiel. Es ist eine Eincylinder-Condensator-Maschine mit Dampfhemd auszumitteln, welche bei etwa vorhandenen Kesseln von nur 4 Atmosphären Überdruck ($p_o = 5$) normal eine indicierte Leistung

$$N_i = 65 \text{ Pferdekraft}$$

in sonst möglichst günstiger Weise entwickeln würde.

Wir nehmen (gemäß § 64, 2. Vorbemerk.) p rund = 4 Atm., ferner (gemäß Hilfstabelle I α, S. **21**) $\frac{l_1}{l}$ 0,15 und (gemäß Hilfstabelle I γ, S. **28**) $c = 1{,}5$ m in Aussicht; zu $p = 4$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}15$ finden wir in Tabelle III Cb, S. **81** (wenn wir zunächst gewöhnlichen schädlichen Raum und keine namhafte Compression voraussetzen)

$$p_i = 1{,}620;$$

hiermit ergibt sich die erforderliche wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} = \frac{3 \;.\; 65 \;.\; 1}{400 \;.\; 1{,}5 \;.\; 1{,}620} = 0{,}2006 \text{ Qu.-Met.}$$

Wenn wir zur Erzielung möglichst günstiger Betriebsresultate kleinen schädlichen Raum (etwa $m = 0{,}025$) und außerdem Compression des Vorderdampfes bis zu einer Endspannung $p_c = 3{,}5$ Atm. in Aussicht nehmen wollen, so ist gemäß Tabelle III Cb die zu gewärtigende indicierte Spannung (mit Rücksicht auf $\triangle = 0{,}141$):

$$p_i = 1{,}578 - 0{,}141 = 1{,}437$$

und hiermit die nunmehr erforderliche wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i} = \frac{3 \;.\; 65 \;.\; 1}{400 \;.\; 1{,}5 \;.\; 1{,}437} = 0{,}2262 \text{ Qu.-Met.}$$

Die weitere Ausführung eines ähnlichen Beispieles wird demnächst folgen.

§ 74.

Beispiel zu § 66.

Die im 1. Beispiele § 73 der indicierten Leistung nach berechnete (dreifache) Auspuffmaschine (1. mit gewöhnlicher Coulisse, 2. mit separater Einlaßcoulisse, 3. mit Expansionssteuerung und Dampfhemd) ist in betreff ihrer Nettoleistung zu berechnen.

Gegeben: $D = 0{,}40$ Meter, $l = 0{,}80$ Meter,
$O = 0{,}1219$ Qu.-Meter,
$p = 6$ Atmosphären,
$\frac{l_1}{l} = 0{,}3$.

Man hat auch diesfalls zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$ gehörig aus den betreffenden Tabellen III, und zwar:

	aus Tab.	ad 1 III A a	ad 2 III A b	ad 3 III B b
	$p_i =$	2,077	2,626	2,796
ferner aus Tab. IV A, S. **36** zu $D = 0{,}40$ und zu $p = 6$ (als Maximalspannung) gehörig	$r_o =$	0,165	0,165	0,165
	$\mu =$	0,100	0,100	0,100
	$\frac{1}{1+\mu} =$	0,909	0,909	0,909
dies gibt	$p_i - r_o =$	1,912	2,461	2,631
	$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) =$	1,738	2,237	2,392
	$\frac{N_n}{c} = \frac{400}{3} \cdot p_n O =$	28,2	36,4	38,9
mit $c = 1{,}6$ m hat man				
	$N_n = \frac{N_n}{c} \cdot 1{,}6 =$	45,2	58,2	62,2
	Verglichen mit $N_i =$	54,0	68,3	72,7
	gibt dies $\eta = \frac{N_n}{N_i} =$	0,837	0,852	0,856

(Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt in § 76, erstes Beispiel.)

§ 75.

Beispiele zu § 68 und § 69.

Es ist eine Condensator-Maschine von $N_n = 250$ Pfdk. Netto, als Normalleistung, für möglichst passend gewählte Verhältnisse auszumitteln und zwar zur Vergleichung:

1. als (gewöhnliche) Eincylinder-Condens.-Maschine ohne Dampfhemd,
2. als (exacte) Eincylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd und Compression bei kleinem schädl. Raume,
3. als Zweicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd jedenfalls am Hochdruck-Cylinder und äußerlich geheiztem Receiver (einerseits als Receiver-Woolf-, andererseits als Compoundmaschine).

Wir wollen die betreffenden Dampfkessel auf 6 Atmosphären Überdruck prüfen lassen, d. h. $p_o = 7$ Atm. annehmen; gemäß § 64, zweite Vorbemerkung paßt für die Rechnung die absolute Admissionsspannung

$$p = 6 \text{ Atm.*)}$$

An der Hand der Hilfstabelle I α, S. **21**, wollen wir für die Normalleistung die abgerundeten Füllungen, und zwar:

1. für die Eincylinder-Masch. ohne Dampfhemd $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$,
2. für die Eincylinder-Masch. mit Dampfhemd $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$,
3. für die Zweicylinder-Masch. . . . . $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$

in Aussicht nehmen.

*) Schließlich folgt hier noch die Berechnung einer äquivalenten Dreicylinder-Condens.-Maschine mit $p = 10$ Atm.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit nehmen wir behufs leichten Vergleiches in allen drei Fällen gleich groß an, und zwar setzen wir an der Hand der Hilfstabelle I γ, S. **23**, abgerundet $c = 2$ m, sodaß

$$\frac{N_n}{c} = 125 \text{ Pfdk.}$$

1. Ausmittlung der (gewöhnl.) Eincylinder-Condens.-Masch. ohne Dampfhemd.

Gegeben:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 6 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}125$$
$$c = 2 \text{ m}; \; ln = 30\, c = 60 \text{ m}$$
$$\frac{N_n}{c} = 125 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{N_n}{c} = 125$ gibt Tab. II, S. **25**, vorläufig $\eta = 0{,}824$, ferner gibt Tab. III Ca, S. **30**, zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ gehörig

$$p_i = 2{,}119$$

es ist somit (vorläufig) $\eta\, p_i = 1{,}746$

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta\, p_i} = \frac{3}{400} \frac{125}{1{,}746} = 0{,}5368$$

Mit Zuschlag von 3% auf die beiderseits durchgehende Kolbenstange ergibt sich (vorläufig)

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03\; O = 0{,}5529$$

Hierzu gibt Tab. VII, S. **51**, den vorläufigen Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}839$$

Wir können uns gleich für den passenden Hub

$$l = 1{,}6 \text{ m}$$

entscheiden, sodaß die Umgangszahl pro Minute (für einen mit mäßiger Geschwindigkeit umgehenden Arbeitsmechanismus passend)

$$n = \frac{30\, c}{l} = \frac{60}{1{,}6} = 37{,}5$$

Behufs definitiver Ausmittlung (Correction) von O und D nach § 69 gibt (diesmal ohne Rücksicht auf das Schwungradgewicht) Tab. IV B, S. **37** zu $D = 0{,}839$ und $p = 7$ (als Maximalspannung, für welche die Festigkeitsdimensionen der Maschine mindestens einzurichten sind)

$$r_o = 0{,}211; \; \mu = 0{,}070 \text{ und } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}935$$

hierbei nach obigem $p_i = 2{,}119$; d. h.

$$p_i - r_o = 1{,}908 \text{ und } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 1{,}784$$

somit ist (corrigiert)

$$O = \frac{75}{10000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \cdot \frac{125}{1{,}784} = \mathbf{0{,}5254} \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3⁰/₀

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}5412 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tab. VII (corrigiert):

$$D = \mathbf{0{,}830} \text{ Meter}$$

(gegen den vorläufigen Wert 0,889).

Hiermit bestimmt sich zuvörderst noch die der Normalleistung $N_n = 250$ (bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$) entsprechende indicierte Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} p_i O c = \frac{400}{3} 2{,}119 \,.\, 0{,}5254 \,.\, 2 = 296{,}8 \text{ Pfdk.}$$

Demnach wäre der (indicierte) Wirkungsgrad der Maschine bei ihrer normalen Beanspruchung

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{250}{296{,}8} = 0{,}842$$

(gegen den „vorläufigen" Tabellenwert $\eta = 0{,}824$).

Für den Leergang ergibt sich wegen $r_o = 0{,}211$ nach § 67:

$$\frac{N_o}{c} = \frac{400}{3} r_o O = 14{,}8 \text{ Pfdk. und } N_o = 29{,}6 \text{ Pfdk.}$$

$$\text{somit } \frac{N_i}{c} - \frac{N_o}{c} = 133{,}6 \text{ Pfdk. und (mit } c = 2 \text{ m) } N_i - N_o = 267{,}2 \text{ Pfdk.,}$$

welche mit dem Indicator nachzuweisen wären.

Hiermit erscheint die (gewöhnliche) Eincylinder-Condens.-Maschine ohne Dampfhemd mit den folgenden Daten ausgemittelt:

$$\begin{aligned}
N_n &= 250 \text{ Pfdk.} \\
p_o &= 7 \text{ Atm.} \\
p &= 6 \quad \text{„} \\
\frac{l_1}{l} &= 0{,}125 \\
c &= 2 \text{ Met.} \\
O &= 0{,}5254 \text{ Qu.-Met.} \\
D &= 0{,}830 \text{ Met.} \\
l &= 1{,}6 \text{ Met.};\ n = 37{,}5 \\
N_i &= 296{,}8 \text{ Pfdk.} \\
\eta &= 0{,}842 \\
N_o &= 29{,}6 \\
N_i - N_o &= 267{,}2 \text{ Pfdk.}
\end{aligned}$$

Schließlich ergibt sich behufs Übersicht der Wirkungsweise der Maschine ihre Leistung bei verschiedenen Füllungen von 0,5 bis 0,1 (mit $c = 2$ m, $Oc = 1{,}051$, $r_o = 0{,}211$, $N_o = 29{,}6$ und $\frac{1}{1+\mu} = 0{,}935$), wie folgt:

bei $\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,333	0,25	0,20	0,15	**0,125**	0,10
$p_i =$	4,624	3,790	3,228	2,829	2,373	**2,119**	1,843
$N_i = \frac{400}{3} p_i Oc =$	648	531	452	396	332,5	**296,8**	258
$N_i - N_o =$	618	502	423	367	303	**267,2**	229
$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o) =$	578	469	395	343	283	**250**	214
$\eta = \frac{N_n}{N_i} =$	0,892	0,883	0,874	0,865	0,852	**0,842**	0,828

(Die Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt in § 76, 2. Beisp. 1.)

2. Ausmittlung der (exacten) Eincylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd und Compression.

Gegeben:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 6 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}10$$
$$c = 2 \text{ m}; \; nl = 30\,c = 60 \text{ m}$$
$$\frac{N_n}{c} = 125 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{N_n}{c} = 125$ gibt Tab. II S. **25** auch diesfalls vorläufig $\eta = 0{,}824$.

Ferner gibt Tab. III C b., S. **81**, zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$ gehörig und zwar für eine Compression des Vorderdampfes bis 5 Atmosphären bei einem schädlichen Raume von $2{,}5\,\%$ die indicierte Spannung (mit Benützung der Angaben für kleinen schädlichen Raum)

$$p_i = 1{,}908 - 0{,}238 = 1{,}670$$

(Gemäß Angabe derselben Tab. III C b. wäre für diese Compression die Ausströmung bei $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$ abzusperren.)

Es ist somit (vorläufig) $\eta\, p_i = 1{,}376$ und

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta\, p_i} = \frac{3}{400} \frac{125}{1{,}376} = 0{,}6811$$

Mit Zuschlag von $3\,\%$ für die beiderseits durchgehende Kolbenstange ergibt sich

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}7015$$

Hierzu gibt Tab. VII, S. **51**, den vorläufigen Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}945$$

Wir können auch diesfalls den Hub $l = 1{,}6$ m nehmen, sodaß die Umgangszahl pro Minute

$$n = \frac{30\,c}{l} = \frac{60}{1{,}6} = 37{,}5$$

Behufs definitiver Ausmittlung (Correction) von O und D nach § 69 (zunächst ohne Rücksicht auf das Schwungradgewicht) gibt Tabelle IV, B, S. **37**, zu $D = 0{,}945$ und $p = 7$ (als Maximalspannung)

$$r_o = 0{,}205;\ \mu = 0{,}065 \text{ und } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}939$$

hierbei nach obigem $p_i = 1{,}670$, d. h.

$$p_i - r_o = 1{,}465 \text{ und } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 1{,}375$$

somit ist (corrigiert):

$$O = \frac{75}{10000}\frac{N_n}{c}\frac{1}{p_n} = \frac{3}{400}\frac{125}{1{,}375} = \mathbf{0{,}682}\text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3%

$$D^2\frac{\pi}{4} = 1{,}03\,O = 0{,}702 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tabelle VII, S. **51** (corrigiert):

$$D = 0{,}9455 \text{ m}$$

welcher Wert mit dem vorläufigen (zufälligerweise) fast genau übereinstimmt und für die Ausführung auf **0,85** m oder anderweitig abzurunden wäre.

Note. Behufs Bestimmung von r_o nach § 69 mit Rücksicht auf das Schwungradgewicht hätte man gemäß Tabelle IX (Sternbemerkung S. **67**) zunächst

$$\frac{G_s}{10\,000} = A \,.\, 1{,}5\frac{Ol}{c^2} = A \,.\, 1{,}5\frac{0{,}682 \,.\, 1{,}6}{2^2} = 0{,}4092\,A$$

Hierzu nach Tabelle VIII, S. **61**, für $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$, wenn ein normales Schwungrad ($\frac{2R}{l} = 4{,}5$) und für die Compression obiger Werte $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$ ins Auge gefaßt wird:

A (zwischen 4,24 und 4,77 interpoliert) $= 4{,}67$, somit

$$\frac{G_s}{10000} = 0{,}4092\,A = 1{,}911$$

Es ist ferner gemäß Tabelle IX zu $D = 0{,}95$ und $p = 7$ (als Maximalspannung) gehörig vorderhand $\alpha = 0{,}056$, welchen Wert wir vermöge des Hubverhältnisses $\frac{l}{D} = \frac{1\,.\,6}{0{,}95} = 1{,}7$ (gemäß der Bemerkung unterhalb Tabelle IX) mit 1,08 zu multiplicieren hätten, womit sich ergibt

$$\alpha = 0{,}0605$$

$$\text{somit ist } r_o' = \alpha\frac{G_s}{10000} = 0{,}0605 \,.\, 1{,}911 = 0{,}116$$

$$\text{zu } D = 0{,}95 \text{ aus Tabelle IX directe } r_o'' = 0{,}027$$

$$\text{zu } p = 6 \text{ und } \frac{l_1}{l} = 0{,}10 \text{ aus Tabelle X} \,.\,.\, r_c' = 0{,}037$$

$$\text{zu } D = 0{,}95 \text{ aus Tabelle X}' \,.\,.\,.\, r_c'' = 0{,}021$$

$$\text{somit } r_o = r_o' + r_o'' + r_c' + r_c'' = 0{,}201$$

welcher Wert von dem obigen 0,205 so unbedeutend verschieden ist, daß wir diesfalls die obige Berechnung (ohne Berücksichtigung des Schwungradgewichtes) aufrecht erhalten können, was indes meistens zulässig sein wird, es wäre denn, daß das Schwungrad etwa ganz absonderliche Verhältnisse darbieten sollte.

Wir berechnen mit obigem $O = 0{,}682$ qm noch die indicierte Leistung bei der normalen Beanspruchung:

$$N_i = \frac{400}{3} p_i \, Oc = \frac{400}{3} 1{,}670 \,.\, 0{,}682 \,.\, 2 = 303{,}7 \text{ Pfdk.}$$

Demnach wäre der (indicierte) Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{250}{303{,}7} = 0{,}823$$

(mit dem „vorläufigen" Tabellenwert $0{,}824$ diesfalls nahezu identisch).

Für den Leergang ergibt sich wegen $r_o = 0{,}205$:

$$N_o = \frac{400}{3} r_o \, Oc = 37{,}3 \text{ Pfdk.}$$

somit wäre (mit dem Indicator nachweisbar):

$$N_i - N_o = 266{,}4 \text{ Pfdk.}$$

Hiermit erscheint die (exacte) Eincylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd und Compression mit den folgenden Daten ausgemittelt:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p_o = 7 \text{ Atm.}$$
$$p = 6 \quad „$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}10$$
$$c = 2 \text{ Met.}$$
$$O = 0{,}682 \text{ Qu.-Met.}$$
$$D = 0{,}9455 \text{ Met. (rund } 0{,}95 \text{ Met.)}$$
$$l = 1{,}6 \text{ Met.}; \; n = 37{,}5$$
$$N_i = 303{,}7 \text{ Pfdk.}$$
$$\eta = 0{,}823$$
$$N_o = 37{,}3 \text{ Pfdk.}$$
$$N_i - N_o = 266{,}4 \text{ Pfdk.}$$

Es ergibt sich schließlich für anderweitige Füllungen (mit $\triangle = 0{,}288$, $Oc = 1{,}364$, $r_o = 0{,}205$, $N_o = 37{,}3$ und $\frac{1}{1+\mu} = 0{,}939$) und zwar:

für $\frac{l_1}{l}$	=	0,20	0,15	0,125	**0,10**	0,07
nach Abschlag von $\triangle$, p_i	=	2,722	2,238	1,966	**1,670**	1,274
$N_i = \frac{400}{3} p_i \, Oc$	=	495	407	358	**303,7**	232
$N_i - N_o$	=	458	370	320	**266,4**	194
$N_n = \frac{1}{1+\mu}(N_i - N_o)$	=	430	347	301	**250**	182
$\eta = \frac{N_n}{N_i}$	=	0,868	0,853	0,841	0,823	0,78

(Die Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt in § 76, 2. Beisp. 2.)

3. Ausmittlung der Zweicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd jedenfalls am Hochdruck-Cylinder und äußerlich geheiztem Receiver.

Gegeben:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 6 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}08$$
$$c = 2 \text{ m}; \; nl = 30\,c = 60 \text{ m}$$
$$\frac{N_n}{c} = 125 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{N_n}{c} = 125$ gibt Tabelle II vorläufig $\eta = 0{,}800$, ferner gibt Tabelle III D. c. zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$ gehörig, und zwar für Compression in beiden Cylindern bis nahe zur Gegendampfspannung bei 3 % schädlichem Raume, die indicierte Spannung

$$p_i = 1{,}446 - 0{,}120 = 1{,}326 \text{*)}$$

Es ist somit vorläufig $\eta\, p_i = 1{,}061$

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta\, p_i} = \frac{3}{400} \frac{125}{1{,}061} = 0{,}881$$

Mit Zuschlag von 3 % auf die beiderseits durchgehende Kolbenstange

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \; O = 0{,}910.$$

Hierzu gibt Tabelle VII den vorläufigen Kolbendurchmesser des Expansionscylinders

$$D = 1{,}077$$

Wir nehmen, wie bei den vorhin behandelten äquivalenten Eincylinder-Maschinen den Hub $l = 1{,}6$ m an, so daß die Umgangszahl pro Minute

$$n = \frac{30\,c}{l} = 37{,}5$$

Behufs der definitiven Ausmittlung (Correction) von O und D nach § 69 gibt Tabelle IV B, S. 37, zu $D = 1{,}077$ und $p = 7$ (als Maximalspannung):

$$r_o = 0{,}200 \text{**)}; \; \mu = 0{,}063 \text{ und } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}941$$

hierbei nach dem Vorhergehenden $p_i = 1{,}326$ d. h.

$$p_i - r_o = 1{,}126 \text{ und } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 1{,}060$$

somit ist (corrigiert):

$$O = \frac{75}{10000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{125}{1{,}060} = \mathbf{0{,}8845} \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3 % ist $D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \; O = 0{,}911$ Qu.-Met.

Hierzu nach Tabelle VII der corrigierte Kolbendurchmesser des Expansions-Cylinders

$$D = \mathbf{1{,}077} \text{ Met.}$$

*) Es ist nämlich bei 4 % schädlichem Raum nach Angabe der Tabelle $\triangle = 0{,}160$, daher kann bei 3 % beiläufig $\triangle = \frac{3}{4} \cdot 0{,}160 = 0{,}120$ angenommen werden.

**) Nach Tabelle IV B. wäre für eine Zweicylinder-Maschine eigentlich (reichlich bemessen) $r_o = 0{,}200 + 0{,}014 = 0{,}214$; für eine halbwegs vollkommene Maschine genügt es jedoch, $r_o = 0{,}200$ zu nehmen. (S. Note unter der Tabelle.)

welcher von dem vorläufigen diesmal gar nicht abweicht und welchen man für die etwaige wirkliche Ausführung auf **1,08** m abrunden würde.

Wir berechnen noch die indicierte Leistung bei der normalen Füllung

$$N_i = \frac{400}{3} p_i\, Oc = \frac{400}{3} 1{,}326 \cdot 0{,}8845 \cdot 2 = 312{,}7 \text{ Pfdk.}$$

Somit ist der (indicierte) Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{250}{312{,}7} = 0{,}80$$

(mit dem vorläufigen Tabellenwerte übereinstimmend).

Für den Leergang hat man wegen $r_o = 0{,}200$:

$$N_o = \frac{400}{3} r_o\, Oc = 47{,}2 \text{ Pfdk.}$$

somit wäre (mit dem Indicator nachweisbar):

$$N_i - N_o = 265{,}5 \text{ Pfdk.}$$

Hiernach ist die Zweicylinder-Condens-Maschine mit Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder und äußerlich geheiztem Receiver mit den folgenden Daten ausgemittelt:

$N_n = 250$ Pfdk.
$p_o = 7$ Atm.
$p = 6$ „
$\frac{l_1}{l} = 0{,}08$
$c = 2$ Met.
$O = 0{,}8845$ Qu.-Met.
$D = 1{,}077$ Met. (rund $1{,}08$ Met.)
$l = 1{,}6$ Met.; $n = 37{,}5$
$V = Ol = 1{,}415$ Cb.-Met.
$N_i = 312{,}7$
$\eta = 0{,}80$
$N_o = 47{,}2$ Pfdk.
$N_i - N_o = 265{,}5$ „

Außerdem ergibt sich bei anderweitigen (reducierten) Füllungen, vorausgesetzt, daß bei jeder derselben der Spannungsabfall vermieden wird:

bei $\frac{l_1}{l}$ =	0,125	0,10	**0,08**	0,07	0,06
(mit $\Delta = 0{,}120$) . . . . . . p_i =	1,844	1,568	**1,326**	1,196	1,059 Atm.
N_i =	435	370	**313**	282	250 Pfdk.
(mit $N_o = 47{,}2$) . . . $N_i - N_o$ =	388	323	**266**	235	202 „
(mit $\frac{1}{1+\mu} = 0{,}941$) . . . . N_n =	365	303	**250**	221	190 „
$\eta = \frac{N_n}{N_i}$ =	0,84	0,82	**0,80**	0,78	0,76

Nach Káš (S. 144, 145) ergibt sich für eine exacte Zweicylinder-Maschine im Mittel zwischen partieller und durchgreifender Heizung:

p_i =	1,929	1,645	**1,390**	1,251	1,102 Atm.
also größer um	4,6	5,0	**4,8**	4,6	4,1 Procent

als oben angegeben (da Káš ganz ohne Droßlung rechnet etc.).

Diese Ausmittlungs-Resultate können sowohl für eine Receiver-Woolf-Maschine (mit Kurbeln unter 0° oder 180°), als auch für eine Compound-Maschine (mit Kurbeln unter 90°), insoweit sie ohne Spannungsabfall arbeitet, als gültig angenommen werden. (Die Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt in § 76, 2. Beisp. 3.)

Die weitere Ausmittlung würde sich gestalten wie folgt:

a) für die Receiver-Woolf-Maschine:

Volumen des Expansions-Cylinders $V = 1{,}415$ cbm. Gemäß Hilfstabelle Iβ, S. 22, ist für nahe gleiche Arbeitsverteilung auf beide Cylinder bei der normalen Beanspruchung (d. h. bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$), wenn das Receiver-Volumen $= V$ gemacht würde, das Volumenverhältnis

$$\frac{v}{V} = 0{,}35$$

(dies gibt als normale Füllung des Hochdruck-Cylinders $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}23$); das Volumen des Hochdruck-Cylinders wäre sonach

$$v = 0{,}35 \; V = 0{,}4953 \text{ Cub.-Met.};$$

bei gleichem Hube $l = l' = 1{,}6$ m der beiden Kolben ist die wirksame Kolbenfläche des Hochdruck-Cylinders

$$O' = \frac{v}{l} = 0{,}3096 \text{ Qu.-Met.}$$

(diesfalls auch $= O \frac{v}{V}$).

Mit 3 % Zuschlag auf die Kolbenstange

$$D'^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \, O' = 0{,}3189 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tab. VII der Kolbendurchmesser des Hochdruck-Cylinders

$$D' = 0{,}637, \text{ rund } 0{,}64 \text{ Met.}$$

Die Füllung X des Expansions-Cylinders richtet sich nach der Größe des Receiver-Volumens im Vergleiche mit dem Volumen V des Expansions-Cylinders, und kann mittels Hilfstabelle Ad I β, S. 22, vorläufig bestimmt werden.

Für das angenommene Receiver-Volumen $= V$ wäre vorläufig (zwischen $0{,}46$ und $0{,}38$ interpoliert) $X = 0{,}40$; würde hingegen das Receiver-Volumen $= 0{,}6 \; V$ gemacht werden (etwa einer sogen. Tandem-Maschine entsprechend), so wäre vorläufig (zwischen $0{,}50$ und $0{,}42$ interpoliert) $X = 0{,}45$ zu machen, an der eventuell in Gang gesetzten Maschine jedoch nach Maßgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme für einen entsprechend kleinen Spannungsabfall definitiv zu adjustieren.

b) für die Compound-Maschine:

Volumen des Expansions-Cylinders $V = 1{,}415$ cbm. Gemäß Hilfstabelle Iβ ist (mit gleichzeitiger Berücksichtigung einer gleichförmigen Arbeitsverteilung einerseits auf die beiden Cylinder, andererseits auf die einzelnen Quadranten des Kurbelkreises) bei der normalen Beanspruchung (d. h. bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$) das Volumenverhältnis (für $R = V$, abgerundet)

$$\frac{v}{V} = 0{,}40$$

und die Füllung des Hochdruck-Cylinders $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}30$; das Volumen des letzteren wäre sonach

$$v = 0{,}40 \quad V = 0{,}566 \text{ Cub.-Met.}$$

Bei gleichem Hube $l = l' = 1{,}6$ m der beiden Kolben ist die wirksame Kolbenfläche des Hochdruck-Cylinders

$$O' = \frac{v}{l} = 0{,}3538 \text{ Qu.-Met.}$$

$$D'^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \; O' = 0{,}3644 \text{ Qu.-Met.}$$

hierzu nach Tab. VII der Kolbendurchmesser des Hochdruck-Cylinders

$$D' = 0{,}68 \text{ Met.}$$

Die Füllung des Expansions-Cylinders wäre diesfalls gemäß Hilfstabelle Ad I β vorläufig $= \frac{v}{V} = 0{,}40$ zu machen, und an der eventuell in Gang gesetzten Maschine nach Maßgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme zu adjustieren.

Nach geschehener Ausmittlung der Zweicylinder-Maschine wären von Fall zu Fall theoretische Diagramme nach Art der Fig. 15 (ad a) oder Fig. 16 (ad b), S. 91, anzufertigen, und zwar sowohl für die normale, als auch für die etwaige Maximal- (eventuell auch Minimal-) Beanspruchung, um in die Wirkungsweise der ausgemittelten Maschine eine klare Einsicht und auch für die Ausmittlung des Schwungrades die erforderlichen Anhaltspunkte zu gewinnen.

4. Ausmittlung einer Dreicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd am Hochdruck- (und etwa auch am Mitteldruck-) Cylinder bei äußerlich geheizten Receivern für

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 10 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}05 \text{ (gemäß Tab. S. 71)}$$
$$c = 2{,}5 \text{ m (mäßig, nach Tab. S. 75)}$$
$$\frac{N_n}{c} = 100 \text{ Pfdk.}$$

Zu $\frac{N_n}{c} = 100$ gibt Tab. S. 77 vorläufig $\eta = 0{,}776$.

Ferner gibt Tab. S. 79 zu $p = 10$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$ für gehörige Compression (bei weniger als 4 % schädl. Raum)

$$p_i = 1{,}695 - 0{,}077 = 1{,}618$$

Somit ist vorläufig $\eta \; p_i = 1{,}256$

$$\text{und } O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{\eta \, p_i} = \frac{3}{400} \frac{100}{1{,}256} = 0{,}597 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3 % für die Kolbenstange

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}615 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu gibt Tab. VII, S. 51 den vorläufigen Durchmesser des Niederdruck-Cylinders

$$D = 0{,}885 \text{ Met.}$$

Wir nehmen (damit der Hochdruck-Cylinder nicht zu schlank ausfalle) den Hub

$$l = 1 \text{ Met.}$$

sodaß die Umgangszahl pro Minute

$$n = \frac{30\, c}{l} = 75$$

Behufs der definitiven Ausmittlung (Correction) von O und D gibt Tab. S. 81 zu $D = 0{,}885$ und $p = 11$ (als etwaiger Maximalspannung):

$$r_o = 0{,}278;\ \mu = 0{,}068 \text{ und } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}936;$$

hierbei nach obigem

$$p_i = 1{,}618, \text{ d. h.}$$

$$p_i - r_o = 1{,}340 \text{ und } p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 1{,}254$$

somit ist (corrigiert)

$$O = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{100}{1{,}254} = 0{,}598 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit Zuschlag von 3 %

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}616 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tab. VII, S. 51, der corrigierte Kolbendurchmesser des Niederdruck-Cylinders

$$D = \mathbf{0{,}886} \text{ Met.}$$

gegen den vorläufigen Wert 0,885; für die wirkliche Ausführung würde wohl rund $D = 0{,}88$ m genügen, oder aber auf 0,900 erhöht werden).

Wir berechnen noch die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} O c\, p_i = \frac{400}{3} 0{,}598 \,.\, 2{,}5 \,.\, 1{,}618 = 322{,}4 \text{ Pfdk.}$$

Somit ist der (indicierte) Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_n}{N_i} = \frac{250}{322{,}4} = 0{,}775$$

(gegen den vorläufigen Wert 0,770).

Für den Leergang hat man mit $r_o = 0{,}278$:

$$N_o = \frac{400}{3} r_o O c = 55{,}2 \text{ Pfdk.}$$

somit wäre (mit dem Indicator nachweisbar):

$$N_i - N_o = 267{,}2 \text{ Pfdk.}$$

Sonach ist die Dreicylinder-Condens.-Maschine mit den folgenden Daten ausgemittelt:

$$N_n = 250 \text{ Pfdk.}$$
$$p = 10 \text{ Atm.}$$
$$\frac{l_1}{l} = 0{,}65$$
$$c = 2{,}5 \text{ Met.}$$
$$O = 0{,}598 \text{ Qu.-Met.}$$
$$D = 0{,}886 \text{ Met. (rund } 0{,}88 \text{ oder } 0{,}90 \text{ Met.)}$$
$$l = 1 \text{ Met.}; \; n = 75$$
$$V = O\,l = 0{,}598 \text{ Cub.-Met.}$$
$$N_i = 322{,}4 \text{ Pfdk.}; \; \eta = 0{,}775$$
$$N_o = 55{,}2 \text{ Pfdk.}$$
$$N_i - N_o = 267{,}2 \text{ Pfdk.}$$

Diese Ausmittlungsresultate gelten für die Dreicylinder-Maschine sowohl als Dreikurbel-Maschine (mit 120° Kurbelwinkel), wie auch als Zweikurbel-Maschine (mit 90° Kurbelwinkel). (Die Bestimmung des Dampfconsums hierzu folgt im § 76, 2. Beisp. 4.)

Die weitere Ausmittlung würde sich gestalten, wie folgt:

a) für die Dreicylinder- als Dreikurbel-Maschine.

Bei der Wahl der Cylinder-Volumenverhältnisse wollen wir die gleichförmige Arbeitsverteilung auf die Sextanten einerseits und auf die drei Cylinder andererseits zugleich berücksichtigen. Indem wir das Volumen R_1 des ersten Receivers (zwischen Hoch- und Mitteldruck) gleich dem Volumen v_1 des Hochdruck-Cylinders und das Volumen R_2 des zweiten Receivers gleich dem Volumen v_2 des Mitteldruck-Cylinders, also

$$R_1 = v_1 \text{ und } R_2 = v_2$$

annehmen, entnehmen wir der Hilfstabelle I. β. B (S. 73) für die „widersinnische Kurbelfolge“ (Mitteldruck-Kurbel eilt der Hochdruck-Kurbel vor) bei $p = 10$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}650$ (mittelgroße normale Expansion, bis 0,5 Atm.) die Cylinder-Volumenverhältnisse:

$$\frac{v_1}{V} = 0{,}152; \; \frac{v_2}{V} = 0{,}51; \text{ (also } \frac{v_1}{v_2} = 0{,}30).$$

Mit obigem

$$V = 0{,}598 \text{ Cub.-Met.}$$

ergibt sich das Volumen des Hochdruck-Cylinders

$$v_1 = 0{,}152\, V = 0{,}0909 \text{ Cub.-Met.}$$

und das Volumen des Mitteldruck-Cylinders

$$v_2 = 0{,}51\, V = 0{,}305 \text{ Cub.-Met.}$$

für den gleichen Hub $l = 1$ m aller drei Kolben sind auch die wirksamen Kolbenflächen

$$O' = 0{,}0909 \text{ Qu.-Met. und } O'' = 0{,}305 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit je 3% Zuschlag ergeben sich die totalen Kolbenflächen

$$\frac{(D')^2\,\pi}{4} = 1{,}03 \,.\, 0{,}0909 = 0{,}0936 \text{ Qu.-Met.}$$

und

$$\frac{(D'')^2\,\pi}{4} = 1{,}03 \,.\, 0{,}305 = 0{,}314 \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu (mittels Tabelle VII, S. 50 und 51) die Kolbendurchmesser
des Hochdruck-Cylinders $D' = 0{,}345$ m (rund $0{,}35$ m)
und des Mitteldruck-Cylinders $D'' = 0{,}633$ m (rund $0{,}63$ m)

Die Füllung X_1 des Mitteldruck-Cylinders wäre gemäß S. 73 (Ad B. 1) (wegen $\frac{v_1}{v_2} = 0{,}30$) vorläufig

$$X_1 = 0{,}35$$

die Füllung X_2 des Niederdruck-Cylinders (wegen $\frac{v_2}{V} = 0{,}51$):

$$X_2 = 0{,}54$$

(beide Füllungen wären an der in Gang gesetzten Maschine definitiv zu adjustieren).

Die Füllung des Hochdruck-Cylinders wäre aber (normal):

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l} : \frac{v_1}{V} = 0{,}05 : 0{,}152 = 0{,}33$$

b) Für die Dreicylinder- als Zweikurbel-Maschine gestaltet sich die Ausmittlung des Hochdruck- und Mitteldruck-Cylinders mittels Hilfstabelle I β C. (S. 74) wie folgt:

Es sei (wie natürlich) der Niederdruck-Cylinder isoliert, also „Hochdruck und Mitteldruck an einer Kurbel"*). Für die gleiche Arbeit an beiden Kurbeln und wenn diesmal

$$R_1 = \frac{1}{2}(v_1 + v_2) \text{ und } R_2 = v_2$$

angenommen wird, wenn wir ferner (um einen größeren Hochdruck-Cylinder, bezw. eine kleinere Füllung desselben zu erzielen) $N_1' > N_2'$ wünschen, entnehmen wir der Tabelle (bei $p = 10$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$, also bei „mittlerem" Expansionsgrade) das Volumenverhältnis

$$\frac{v_2}{V} = 0{,}38$$

und (zwischen R_1 und v_1 und $R_1 = \infty$ interpoliert):

$$\frac{v_1}{V} \text{ zwischen } 0{,}122 \text{ und } 0{,}123, \text{ d. i. } \frac{v_1}{V} = 0{,}122$$

$$\text{somit } \frac{v_1}{v_2} = \frac{0{,}122}{0{,}38} = 0{,}321$$

hieraus folgt wegen $V = 0{,}598$ Cub.-Met.:
das Volumen des Mitteldruck-Cylinders (diesfalls maßgebend)

$$v_2 = 0{,}38\, V = 0{,}227 \text{ Cub.-Met.}$$

und das Volumen des Hochdruck-Cylinders

$$v_1 = 0{,}122\, V = 0{,}073 \text{ Cub.-Met.}$$

Für den gleichen Hub $l = 1$ m aller drei Kolben sind auch die wirksamen Kolbenflächen

$$O' = 0{,}073 \text{ Qu.-Met. und } O'' = 0{,}227 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit 3 % Zuschlag ergeben sich die totalen Kolbenflächen

$$(D')^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \,.\, 0{,}073 = 0{,}0751 \text{ Qu.-Met.}$$

$$\text{und } (D'')^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}03 \,.\, 0{,}227 = 0{,}2338 \text{ Qu.-Met.}$$

*) Das hiermit bedungene „Tandem-Compound"-System erscheint dem Verfasser eben „natürlicher", als das vereinzelt vorkommende „Doppel-Compound"-System, wobei der Mitteldruck-Cylinder isoliert ist; siehe die betreffende theoretische Partie des Buches (S. 133—135).

Hierzu (mittels Tabelle VII, S. **50** und **51**) die Kolbendurchmesser
des Hochdruck-Cylinders $D' = 0{,}31$ m
„ Mitteldruck- „ $D'' = 0{,}545$ m (rund etwa $0{,}55$ m)

Die Füllung X_1 des Mitteldruck-Cylinders wäre gemäß Tab. S. **74** (ad C. 1) wegen $\frac{v_1}{v_2} = 0{,}321$ und $R_1 = \frac{1}{2}(v_1 + v_2)$ vorläufig (interpol.) $X_1 = 0{,}44$;

Die Füllung X_2 des Niederdruck-Cylinders (wegen $\frac{v_2}{V} = 0{,}38$ und $R_2 = v_2$) vorläufig $X_2 = 0{,}39$;

die Füllung des Hochdruck-Cylinders wäre aber (normal):

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{l_1}{l} : \frac{v_1}{V} = 0{,}05 : 0{,}122 = 0{,}41$$

(immerhin noch groß genug, — würde aber für $N_1' = N_2''$ noch größer, nämlich $= 0{,}5$ ausfallen, was entschieden schon zu groß wäre).

§ 76.

Beispiele zu § 72 betreffend den Dampfconsum.

Erstes Beispiel. Bestimmung des Dampfconsums der in § 73 und 74 der Leistung nach berechneten Auspuff-Maschine (mit Dampfhemd) von $D = 0{,}40$ m; $l = 0{,}80$ m $(= 2\,D)$; $p = 6$; $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$; $c = 1{,}6$ m;
und zwar:

1. mit Gooch- oder Stephensonscher Coulisse ($N_i = 54{,}0$ und $\eta = 0{,}837$).
2. mit separater Einlaß-Coulisse ($N_i = 68{,}3$ und $\eta = 0{,}852$).
3. mit Meyerscher oder dgl. Expansions-Steuerung ($N_i = 72{,}7$ u. $\eta = 0{,}856$).

	ad 1	ad 2	ad 3
$N_i =$	54,0	68,3	72,7
$\eta =$	0,837	0,852	0,856
Gemäß den Dampfconsum-Tab. u. zwar	Tab. V A. a. S. **38**	Tab. V A. b. S. **39**	Tab. V B. b. S. **41**
zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$ . . . $C_i' =$	10,63	10,17	9,62
„ $p = 6$ „ $\frac{l_1}{l} = 0{,}3$ . . . $\sqrt{c}\,C_i'' =$	(6,64)	(5,60)	(4,28)
wegen $c = 1{,}60$ folgt durch Multipl. mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}791$			
(nach Tab. VI, S. **49**) . . . . $C_i'' =$	5,25	4,43	3,39
nach Tab. V', S. **47**, zu obigen			
N_i und zu $c = 1{,}6$ m gehörig . . $C_i''' =$	1,30	1,16	1,12
hiermit wäre . . . . . . $C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' =$	**17,2**	**15,8**	**14,1** Kgr.
$C_n = \frac{1}{\eta}\,C_i =$	20,5	18,5	16,5 „
Bei ganz exacter Ausführung und Instandhaltung wäre an C_i' eventuell	0,5	0,5	0,7 „
und an C_i''' möglicherweise	0,6	0,5	0,5 „
zu ersparen.			

Der Verlust in der Dampfleitung und das aus dem Kessel etwa mitgerissene Wasser ist hierin nicht einbegriffen. Ferner ist bei den Maschinen (auch bei jenen mit Coulisse) continuierlicher Betrieb bei ungeänderter Füllung vorausgesetzt.

Zweites Beispiel. Bestimmung des Dampfconsums der in § 75 ausgemittelten Condensator-Maschinen von $N_n = 250$ Pfdk. Netto ($p = 6$ Atm. $c = 2$ m; $l = 1{,}6$ m).

1. Für die (gewöhnliche) Eincylinder-Condens.-Maschine ohne Hemd wurde (bei $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$) ausgemittelt:

$$D = 0{,}830;\ \text{somit}\ l : D = 1{,}93\ (\text{nahe} = 2);\ N_i = 297;\ \eta = 0{,}842$$

Gemäß Tab. V C. a, S. **42**, hat man:

zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ gehörig . . . . $C_i' = 6{,}64$

und $\sqrt{c}\ C_i'' = 6{,}00$. Wegen $c = 2$ m folgt durch Multiplikation

mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}707$ (nach Tabelle VI, S. **49**) (da $l : D$ nahe $= 2$) $C_i'' = 4{,}24$

ferner ist gemäß Tabelle V', S. **47**, zu $N_i = 297$ Pfdk. und $c = 2$ m

gehörig . . . . $C_i''' = 0{,}62$

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = \mathbf{11{,}5}\ \text{Kgr.}$$

$$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{11{,}5}{0{,}842} = 13{,}7\ \text{„}$$

(ohne Leitungsverlust und mitgerissenes Wasser).

2. Für die (exacte) Eincylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd und Compression wurde (bei $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$) ausgemittelt:

$$D = 0{,}95,\ \text{somit}\ l : D = 1{,}68;\ N_i = 304;\ \eta = 0{,}823$$

Gemäß Tabelle V, C. b. hat man zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$ gehörig:

$$C_i' = 5{,}94 - 0{,}66 = 5{,}28\ \text{Kgr.}$$

und $\sqrt{c}\ C_i'' = 4{,}66$. Wegen $c = 2$ m folgt durch Multiplication

mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}707$ (nach Tabelle VI, S. **49**), und wegen $l : D = 1{,}68$

durch weitere Multiplication mit dem Corr.-Coëffic. 0,94

$$C_i'' = 4{,}66 \times 0{,}707 \times 0{,}94 = 3{,}10\ \text{„}$$

ferner ist gemäß Tabelle V' zu $N_i = 304$ Pfdk. und $c = 2$ m gehörig $C_i''' = 0{,}61$ „

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = \mathbf{9{,}0}\ \text{Kgr.}$$

$$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = 10{,}7\ \text{„}$$

(ohne Leitungsverlust und mitgerissenes Wasser).

3. Für die Zweicylinder-Condens.-Maschine (Receiver-Woolf-Maschine oder Compound-Maschine) mit Dampfhemd jedenfalls am Hochdruck-Cylinder und äußerlich geheiztem Receiver wurde (bei $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$) ausgemittelt:

$D = 1{,}08$ m; $D' = 0{,}65$ m (im Mittel zw. 0,64 und 0,68 m); $l = l' = 1{,}6$ m; $l' : D' = 2{,}5$; $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}215$ (im Mittel zw. 0,23 und 0,20); $N_i = 313$ Pfdk.; $\eta = 0{,}80$.

Gemäß Tabelle V D'. c., S. 46, hat man zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}08$ gehörig:

$C_i' = 4{,}98$ Kgr.

und $\sqrt{c}\, C_i'' = 3{,}91$. Wegen $c = 2$ m folgt durch Multiplication mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}707$ (nach Tabelle VI) und wegen $l' : D' = 2{,}4$ neben $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}215$ (als Mittelwert) durch weitere Multiplication mit dem Correct.-Coëffic. 1,08 $C_i'' = 3{,}91 \times 0{,}707 \times 1{,}08 = 2{,}98$ „

ferner ist gemäß Tabelle V' zu $N_i = 313$ und $c = 2$ m gehörig (indem die tabellarische Angabe 0,60 mit 0,8 für Zweicylinder-Maschinen multipliciert wird) . . . . $C_i''' = 0{,}48$ „

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 8{,}4$ Kgr.

Es folgt noch . . . . $C_n = \frac{1}{\eta} C_i = 10{,}5$ Kgr.

(ohne Leitungsverlust und mitgerissenes Wasser).

Eine exacte Maschine mit durchgreifender Heizung würde nach Tabelle V D. b., S. 45) an nutzbarem Dampf (C_i') nur 4,75 (anstatt 4,98 Kgr.), also um 0,23 Kgr. weniger, ferner durch geringere Dampflässigkeit um 0,24 Kgr. weniger, somit im ganzen höchstens 7,9 Kgr. Dampf pro indicierte Pfdk. und Stunde verbrauchen.

4. Für die Dreicylinder-Condens.-Maschine mit Dampfhemd am Hochdruck- (etwa auch am Mitteldruck-) Cylinder und mit äußerlich geheizten Receivern, und zwar als Dreikurbel-Maschine von $N_n = 250$ Pfdk. bei $p = 10$ Atm. $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$ und $c = 2{,}5$ m wurde vorher ausgemittelt:

$D = 0{,}88$ m; $D' = 0{,}35$ m; $l = l' = 1$ m; somit $l' : D' = 2{,}86$; $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}33$; $N_i = 322$ Pfdk.; $\eta = 0{,}775$.

Gemäß Tabelle V B., S. 83 hat man zu $p = 10$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}05$ gehörig:

$C_i' = 4{,}03$ Kgr.

und $\sqrt{c}\, C_i'' = 2{,}54$; wegen $c = 2{,}5$ folgt durch Multiplication mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}632$ (nach Tabelle VI, S. 49) und wegen $l' : D' = 2{,}86$ neben $\frac{l_1'}{l'} = 0{,}33$ durch weitere Multiplication mit dem Corrections-Coëffic. 1,13 . . . . . . $C_i'' = 2{,}54 \times 0{,}632 \times 1{,}13 = 1{,}81$ „

ferner ist gemäß Tabelle V', S. 47 zu $N_i = 322$ und $c = 2{,}5$ gehörig (indem die tabellarische Angabe 0,51 mit 0,7 für Dreicylinder-Maschinen multipliciert wird) . . . . . $C_i''' = 0{,}36$ Kgr.

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 6{,}2$ Kgr.

Es ist schließlich . . . . $C_n = \frac{1}{\eta} C_i = 8{,}0$ Kgr.

(ohne Leitungsverlust und mitgerissenes Wasser).

Die Berechnungsresultate für die vier Condens.-Maschinen bezüglich des Dampfverbrauches lauten:

Eincylinder-Condens.-Maschine		ohne Dampfhemd	(gewöhnl.)	$C_i = 11{,}5$	Kgr.
Eincylinder-	„ „	mit „	(exact)	$C_i = 9{,}0$	„
Zweicylinder-	„ „	mit äußerl. Receiver-Heizung		$C_i = 8{,}4$	„
Dreicylinder-	„ „	„ „	„	$C_i = 6{,}2$	„

Die Zweicylinder-Maschine stellt sich diesfalls bei dem Vergleiche etwas weniger günstig, als sonst; dies rührt daher, daß dieselbe für eine etwas zu kleine Spannung, nämlich für $p = 6$ Atm. (wie die Eincylinder-Maschine) ausgemittelt wurde. Hätten wir dieselbe für $p = 7$ oder 8 Atm. gerechnet, so hätte sich C_i nicht viel über 7 Kgr. ergeben. Einen besseren Anhaltspunkt für derartige Vergleiche bieten die beiden tabellarischen Zusammenstellungen am Ende dieses V. Abschnittes.

4. KAPITEL.

Zur Berechnung der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen (nach § 71).

§ 77.

Ausmittlung einer Förderungsmaschine.

Es sei für die Förderung aus einem mäßig tiefen Schachte und zwar von nur einem Förderungshorizonte:

der Halbmesser der cylindrischen Seiltrommel . . . $R = 2$ m
die Nutzlast (Ladung) . . . . $Q = 1000$ Kgr.
die „tote" Last (Gewicht von Wagen und Gestell) . $Q_o = 1200$ „
das Seilgewicht . . . . $S = 500$ „

Man wünscht mit einer mittleren Geschwindigkeit $u = 7$ Meter (pro Secunde) zu fördern, sodaß die Umgangszahl der Trommelwelle, zugleich Welle der auszumittelnden Zwillingsmaschine mit Goochscher (oder einer anderen) Coulisse

$$n = \frac{60\,u}{2\,R\,\pi} = 33{,}4$$

Die Dampfkessel sollen auf 7 Atm. Überdruck probiert werden, d. h. $p_o = 8$ Atm.; hierzu paßt nach § 64, Tabellchen Zeile ad b) $p = 5{,}9$, wofür wir abgerundet

$$p = 6 \text{ Atm.}$$

annehmen.

Wenn wir die passiven Widerstände des Förderungsapparates (vom Gestell bis zum Trommelumfang, reichlich) auf 5 % der summarischen Seilbelastung an den Seilscheiben veranschlagen*), so ergeben sich als eminente Werte der zu bewältigenden statischen Momente:

1. beim Anhube (das diesfällige Maximal-Moment):

$$M_1 = \left\{ Q + S + 0{,}05\,(Q + 2\,Q_o + S) \right\} R = 3390$$

*) In den Fällen einer großen Förderungsgeschwindigkeit berücksichtigt der Verfasser bei derlei Ausmittlungen auch den Luftwiderstand, welcher in dem halbgeschlossenen Schachtraume nicht unbedeutend ist und vorläufig für jedes der beiden Fördergestelle $= 0{,}3\,f\,u^2$ (Kgr.) gesetzt wird, wobei f die Grundrißfläche des Gestelles (in Qu.-Met.) und u die Förderungs-Geschwindigkeit (in Met.) bezeichnet. Hiervon näheres im Berg- und Hüttenmänn. Jahrbuche der österreichischen Bergakademien, 1886, S. 141 etc.

2. im Mittel des Aufzuges das mittlere Moment (als normale Beanspruchung anzunehmen):

$$M_2 = \left\{ Q + 0{,}05\,(Q + 2\,Q_o + S) \right\} R = 2390$$

3. am Ende des Aufzuges (wenn das leere Gestell in der Tiefe aufsitzt und das beladene über die Hängebank gehoben wird, d. h. wenn keine exacte Vorrichtung zur Vermeidung des „Hängeseiles" vorhanden ist) das Überheb-Moment:

$$M_3 = \left\{ Q + Q_o - S + 0{,}05\,(Q + Q_o + S) \right\} R = 3670$$

Mit Berücksichtigung der Bedeutung von M und $M_{max.}$ in § 71 (stat. Momente eines Dampfcylinders) sollen bei einer Zwillings-Förderungs-Maschine die folgenden drei Bedingungen erfüllt werden:

1'. die Zwillingsmaschine soll das Maximal-Anhub-Moment M_1*) unter allen Umständen, also auch dann mindestens bei Volldruck bewältigen, wenn eine der beiden Kurbeln in der toten, die andere (einzig wirksame) somit in der günstigsten Lage ist, d. h.

1') $M_{max.} = 5000\ Olp_n > M_1$ bei ganzer Füllung (0,8),

2'. die Zwillingsmaschine soll das mittlere Moment M_2**), welches der Normalleistung entspricht, bei der ökonomisch günstigsten Füllung (mit beiden Cylindern) bewältigen, d. h.

2') $M = 3183\ Olp_n > {}^1/_2\ M_2$ bei der besten normalen Füllung,

3'. die Zwillingsmaschine soll das Überheb-Moment M_3***) mit beiden Cylindern mindestens bei Volldruck überwinden, d. h.

3') $M = 3183\ Olp_n > {}^1/_2\ M_3$ bei ganzer Füllung (0,8).

Wir setzen vorläufig $p_n = \eta\, p_i$ und nehmen als beste normale Füllung (gemäß Hilfstabelle I α, S. 21):

$$\frac{l_1}{l} = 0{,}333$$

demnach ist laut Tab. III A. a. (S. 26)

ad 1') zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}8$ gehörig $p_i = 4{,}388$

„ 2') „ $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}333$ „ $p_i = 2{,}315$

„ 3') „ $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}8$ „ $p_i = 4{,}388$

*) Bei der Flachseil-Bobine und konischen Seiltrommel äußert sich das maximale Anhubmoment M_1 nicht bei der Förderung aus der größten Tiefe, sondern aus einer Zwischentiefe H_1 und zwar ist

$$H_1 = \frac{2}{3}\,\frac{R^2\,\pi}{\vartheta} - (Q + Q_o)\,\frac{1}{3\,q};$$

hierbei ist R der größte wirksame Trommel- (bezw. Bobinen-) Halbmesser, ϑ die Zunahme des wirksamen Halbmessers für jede einzelne Trommelumdrehung (bei der Bobine zugleich die „effective" Flachseildicke), q das mittlere Seilgewicht pro Meter, Q und Q_0 wie oben. (Die Ableitung dieser Formel, sowie alles andere findet sich in meiner bereits erwähnten Abhandlung „Ausmittlung der Schachtförderungs-Maschinen", Bergakadem. Jahrbuch 1886.)

**) Im Falle aus mehreren Horizonten gefördert wird, ist das mittlere Moment M_2 für den Haupthorizont zu nehmen (aus welchem nämlich am meisten zu fördern ist).

***) Im Falle aus verschiedenen Horizonttiefen gefördert wird, ist für M_3 das größte Überheb-Moment, d. h. jenes für die Förderung aus der vorhandenen kleinsten Horizonttiefe einzusetzen.

ferner ist laut Tabellchen in § 71:

ad 1') zu $M_k = M_1 = 3390$ gehörig $\eta = 0{,}846$
„ 2') „ $M_k = \frac{1}{2} M_2 = 1195$ „ $\eta = 0{,}820$
„ 3') „ $M_k = \frac{1}{2} M_3 = 1835$ „ $\eta = 0{,}830$

Hiernach lauten diesfalls die zu erfüllenden Bedingungen:

1'') $5000\ Ol\ 0{,}846 \cdot 4{,}388 \gtreqless 3390$
2'') $3183\ Ol\ 0{,}820 \cdot 2{,}315 \gtreqless 1195$
3'') $3183\ Ol\ 0{,}830 \cdot 4{,}388 \gtreqless 1835$

Hiermit ergibt sich:

ad 1'') $Ol \gtreqless 0{,}183$
„ 2'') $Ol \gtreqless 0{,}198$
„ 3'') $Ol \gtreqless 0{,}158$

Es erweist sich somit die Bedingung 2' diesfalls als maßgebend, wonach vorläufig

$$Ol = 0{,}198$$

Nehmen wir $l = 1{,}8$ m (die betreffende Regel des Verfassers für Zwillingsmaschinen ohne Transmission lautet: $l \gtreqless 1{,}1\ \sqrt{R}$, sodaß diesfalls $l = 1{,}6$ m als Minimum genügen würde und eigentlich vorzuziehen wäre),
so ist wegen

$$n = 33{,}4$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{nl}{30} = 2 \text{ m}$$

Es folgt sodann

$$O = \frac{Ol}{l} = \frac{0{,}198}{1{,}8} = 0{,}1100$$

Gegen Einbiegung der Kolbenstange bei dem langen Hube schlagen wir 4% zu, sodaß

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}04\ O = 0{,}1144$$

somit nach Tab. VII, S. 50, vorläufig

$$D = 0{,}381$$

Hierzu behufs der definitiven Ausmittlung gemäß Tab. IV A, S. 36 (zu $p = 8$ als möglicher Maximalspannung):

$$r_o = 0{,}185;\ \mu = 0{,}102;\ \frac{1}{1+\mu} = 0{,}907$$

mit obigem $p_i = 2{,}315$ gibt dies:

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 0{,}907 \cdot 2{,}130 = 1{,}932$$

dieser Wert in obige Gleichung 2')

$$3183\ Ol\ p_n = 1195$$

eingesetzt, ergibt (corrigiert):

$$Ol = \frac{1195}{3183\ p_n} = \frac{1195}{6149} = 0{,}1944$$

sofort ist

$$O = \frac{Ol}{l} = \frac{0{,}1944}{1{,}8} = 0{,}1080 \text{ Qu.-Met.}$$

Mit 4 % Zuschlag

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1{,}_{04}\, O = 0{,}_{1123} \text{ Qu.-Met.}$$

Hierzu gibt Tab. VII, S. **50** den definitiven Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}_{878} \text{ m, rund } D = 0{,}_{88} \text{ m}$$

(gegen den vorläufigen Wert $0{,}_{381}$ m).

Behufs nachträglicher Bestimmung des Dampfconsums brauchen wir noch (bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}_{333}$ also für $p_i = 2{,}_{315}$) die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{400}{3} p_i\, Oc = \frac{400}{3} 2{,}_{315} \,.\, 0{,}_{1080} \,.\, 2 = 67 \text{ Pfdk.}$$

im Mittel des Aufzuges für einen der beiden Cylinder.

Wollte man die behandelte Förderungsmaschine mit separater Einlaß-Coulisse einrichten, so würde man für obige Bedingungsgleichung 2') gemäß Hilfstabelle I α, S. **21** (Ende der „Note") eine Füllung nahe an $0{,}_{25}$ (etwa $\frac{l_1}{l} = 0{,}_{26}$) in Aussicht nehmen, wofür bei $p = 6$ gemäß Tab. III A. b., S. **27,** p_i nahe $= 2{,}_{315}$ (wie vorher) wäre, d. h.: die Maschine mit separater Einlaß-Coulisse wäre nach dem hier empfohlenen Vorgange ebenso groß herzustellen, wie die Maschine mit Goochscher oder dgl. Coulisse, würde aber mit kleineren Füllungen (und mit etwas kleinerem Dampfverbrauche) arbeiten, aber auch minder bequem zu bedienen sein, als diese letztere (wovon später noch die Rede ist).

In einer ganz gleichen Weise, wie vorhergehends die Eincylinder-Zwillingsmaschine, ließe sich eine Förderungsmaschine für hohen Dampfdruck als Zweicylinder-Zwillingsmaschine (Zwillings-Tandem, je zwei zusammengehörige Cylinder hintereinander) mittels der betreffenden „Special-Tabellen", S. **71** u. ff. ausmitteln. Für das einfache Compound-System (mit bloß einem Hochdruck- und einem Niederdruck-Cylinder) hätte man zunächst eine gewöhnliche Zwillingsmaschine nach dem Vorhergehenden auszumitteln; die Compound-Maschine erhält sodann einen der ausgemittelten Zwillings-Cylinder als Hochdruck-Cylinder, und einen hierzu passenden Niederdruck- oder Expansions-Cylinder (diesfalls mit dem doppelten Volumen des Zwillings-Cylinders).

§ 78.

Berechnung und Ausmittlung einer Locomotiv-Maschine (nach § 71).

Ähnlich wie bei den Förderungsmaschinen, verhält es sich bei den Locomotiv-Maschinen, für welche durch die auszuübende Zugkraft W (Kgr.) an dem Triebradhalbmesser R (Meter) als Hebelsarm, die Beanspruchung der Maschine unzweifelhaft als statisches Moment gegeben ist. Bei Berechnungen der Locomotiv-Maschinen kann man nach § 71 leicht vorgehen, um einerseits für eine vorhandene (oder vorhanden gedachte) Maschine die von ihr auszuübende Zugkraft, und um andererseits für eine gegebene Zugkraft die Maschinendimensionen zu bestimmen.

Es ist hier einfach von der Gleichung

$$3183\, Olp_{,,} = M \text{ (bei der betreffenden Füllung)}$$

Gebrauch zu machen und hierin für M das von einem der Dampfcylinder zu bewältigende statische Moment, bei 2 Cylindern sonach $^1/_2\ WR$ einzusetzen, wodurch man erhält

$$3183\ Olp_{n} = {}^1/_2\ WR\ .\ .\ \text{A)}$$

W bedeutet hier die Zugkraft mit allen passiven Widerständen, ausgenommen jene innerhalb der Dampfmaschine selbst; dabei ist wie vorher

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)\ .\ .\ \text{ad A)}$$

Sollte die Zugkraft W mit Einschluß auch der passiven Maschinenwiderstände gemeint sein, so hätte man einfacher

$$3183\ Olp_i = {}^1/_2\ W_i R\ .\ .\ \text{A}')$$

Die Gleichung A resp. A') ist behufs Bestimmung der Zugkraft W eben nach W und behufs Ausmittlung der Maschinendimensionen nach Ol aufzulösen.

Bei der Fahrgeschwindigkeit $\mathfrak{C}$ in Meter pro Sec. (für welche W ausgemittelt wurde, oder für welche W überhaupt gemeint ist) besteht zugleich die Beziehung

$$\frac{c}{\mathfrak{C}} = \frac{l}{R\pi}$$

1. Note. Durch Einführung dieser Beziehung in die obigen Gleichungen würde sich (da $3183 = \frac{10\,000}{\pi}$) ergeben:

$$\frac{10\,000}{75}\ p_n\,O\,c = {}^1/_2 \frac{W\mathfrak{C}}{75} = N_n\ .\ .\ \text{B)}$$

und andererseits

$$\frac{10\,000}{75}\ p_i\,O\,c = {}^1/_2\ \frac{W_i\mathfrak{C}}{75} = N_i\ .\ .\ \text{B}')$$

wobei N_n die Nettoleistung, N_i die indicierte Leistung eines der beiden Dampf-Cylinder (in Pfdk.) bezeichnet.

2. Note. Die Bedingung, daß die Locomotiv-Maschine auch im ungünstigsten Falle (bei der toten Lage einer der beiden Kurbeln) in Gang zu setzen wäre, d. h. eine gegebene Zugkraft W' (bei Volldruck) zu bewältigen hätte, käme gemäß § 71 zum Ausdrucke durch die Beziehung:

$$5000\,Ol\,p_n = W'R\ .\ .\ .\ \text{(bei Volldruck)}$$

hieraus wäre (für $\frac{l_1}{l} = 0{,}8$ oder $0{,}9$) das Product Ol und sonach (für einen passend gewählten Hub l) O und D zu bestimmen, — im Falle nämlich hiernach Ol größer ausfiele, als nach Gl. A.

§ 79a.

Beispiel für die Berechnung der Zugkraft einer Locomotiv-Maschine.

Bei einer Locomotive mit Eincylinder-Zwillingsmaschine sei

$D = 0{,}424$ Meter und $O = 0{,}140$ Qu.-Met.
$l = 0{,}6$ Meter und $R = 0{,}9$ Meter
$p = 8$ (bei einer Kesselspannung von 9 bis 10 Atmosphären

Überdruck); welche Zugkraft W (excl. Maschinenwiderstände) vermag dieselbe bei den Füllungen $0{,}8$, $0{,}4$, $0{,}25$ zu äußern, wenn dieselben mittels der gewöhnlichen Coulissen-Steuerung (nach Stephenson oder Gooch etc.) bewerkstelligt werden?

Es ist nach obigem (Gl. A., S. 247)

$$W = \frac{2 \cdot 3183}{R} O l p_n$$

und mit Einsetzung der gegebenen Größen:

$$W = 594\, p_n$$

hierbei gibt für $p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)$ Tabelle IV, A, S. **36** (zu $D = 0{,}424$ und $p = 10$ als Maximal-Spannung gehörig):

$$r_o = 0{,}193;\ \mu = 0{,}098;\ \frac{1}{1+\mu} = 0{,}911.$$

Man hat sonach:

für $\frac{l_1}{l} =$	**0,8**	**0,4**	**0,25**
gemäß Tab. III A. a. . . . $p_i =$	6,202	4,062	2,662
$p_i - r_o =$	6,009	3,869	2,469
$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) =$	5,474	3525	2,249
$W = 594\, p_n =$	**3251**	**2093**	**1335**

Für eine Fahrgeschwindigkeit $\mathfrak{C} = 15$ Meter pro Secunde wäre hier die erforderliche Kolbengeschwindigkeit

$$c = \mathfrak{C}\frac{l}{R\pi} = 3{,}184 \text{ m}.$$

Wäre die fragliche Zugkraft mit Einschluß der passiven Maschinenwiderstände gemeint, so hätte man einfacher:

für $\frac{l_1}{l} =$	0,8	0,4	0,25
(wie oben) $p_i =$	6,202	4,062	2,662
$W_i = 594\, p_i =$	3684	2412	1580
Jedenfalls ist bei $\mathfrak{C} = 15$ m d. h. $c = 3{,}184$ m für einen der beiden Cylinder $N_i = \frac{10000}{75} p_i Oc = \frac{1}{2}\frac{W_i \mathfrak{C}}{75} =$	368	241	158

§ 79b.

Ausmittlung einer Locomotiv-Maschine für eine gegebene Zugkraft.

Um eine Locomotiv-Maschine (den Dimensionen nach) auszumitteln, wird — im Falle die ausübende Zugkraft W exclusive passive Maschinenwider-

stände gegeben ist — vorläufig $p_n = \eta p_i$ gesetzt; mit Hilfe des Tabellchens in § 71, S. 221, hat man sodann aus obiger Gl. A:

$$3183\ Ol \,.\, \eta p_i = {}^1/_2\ WR$$

vorläufig

$$Ol = \frac{{}^1/_2\ WR}{3183\ \eta p_i}$$

und nachträglich (corrigiert) gemäß Gl. A und ad A in § 78

$$Ol = \frac{{}^1/_2\ WR}{3183\ \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o)}$$

Zum Beispiel: Für eine Berglocomotive für Erzförderung (Steierdorf im österr.-ungar. Banat) wurde aus dem Förderquantum und Traingewichte mit Rücksicht auf die größten Steigungen und Bahnkrümmungen die Maximal-Zugkraft (excl. passive Maschinenwiderstände)

$$W = 5000 \text{ Kgr.}$$

bestimmt*) und außerdem (für eine Fahrgeschwindigkeit $\mathfrak{C} = 4$ m) der Hub $l = 0{,}_{63}$ m (2 Wien. Fuß) und der Halbmesser der Triebräder $R = 0{,}_5$ m festgesetzt (so daß $c = \mathfrak{C} \cdot \frac{l}{R\pi} = 1{,}_6$ m); man reflectiert auf einen Kesselüberdruck von 7 Atm., so daß

$$p_o = 8 \text{ Atm.}$$

Die Maschine ist derart auszumitteln, daß der Maximalwiderstand ohne Anstand bei einer Füllung $\frac{l_1}{l} = 0{,}_{55}$ bewältigt werde.

Wir nehmen nach § 64, 2. Vorbem. (zu $p_o = 8$)

$$p = 6 \text{ Atm.}$$

in Rechnung; sofort gibt Tabelle III A. a., S. 26, zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}_{55}$ gehörig

$$p_i = {}^1/_2\,(4{,}_{060} + 3{,}_{778}) = 3{,}_{919}$$

Das von einem Dampfcylinder zu bewältigende statische Moment

$$M_k = {}^1/_2\ WR = {}^1/_2 \,.\, 5000 \,.\, 0{,}_5 = 1250$$

hierzu ist laut Tabellchen § 71, S. 221, vorläufig

$$\eta = 0{,}_{82}$$

Hiermit ergibt sich (vorläufig) $p_n = \eta p_i = 3{,}_{213}$ und

$$Ol = \frac{{}^1/_2\ WR}{3183\ \eta p_i} = \frac{1250}{3183 \,.\, 3{,}_{213}} = 0{,}_{1222}$$

Wegen $l = 0{,}_{63}$ folgt vorläufig

$$O = \frac{Ol}{l} = \frac{0{,}_{1222}}{0{,}_{63}} = 0{,}_{1940}$$

*) Die Aufnahme der Regeln zur Ermittlung der Zugkraft würde hier zu weit führen ginge über die Aufgabe des Dampfmaschinen-Hilfsbuches.

Mit Zuschlag von 1,5 % auf die (einseitige) Kolbenstange

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1,_{015}\ O = 0,_{1940}$$

somit nach Tabelle VII, S. **50**, der vorläufige Kolbendurchmesser

$$D = 0,_{50}$$

Hiermit gibt behufs der definitiven Ausmittlung (Correction der Rechnung) Tabelle IV, A., S. **86** (für eine Maximalspannung $p = 8$):

$$r_o = 0,_{169};\ \mu = 0,_{091};\ \frac{1}{1+\mu} = 0,_{917}$$

hiernach ergibt sich

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - r_o) = 0,_{917}\ (3,_{919} - 0,_{169}) = 3,_{439}$$

(gegen den vorläufigen Wert $3,_{213}$), sonach ist die vorläufige Kolbenfläche in dem Verhältnisse $\frac{3,_{213}}{3,_{439}} = 0,_{934}$ zu corrigieren; es ergibt sich

$$O = 0,_{934} \,.\, 0,_{1940} = 0,_{1812}\ \text{Qu.-Met.}$$

$$D^2 \frac{\pi}{4} = 1,_{015}\ O = 0,_{1849}\ \text{Qu.-Met.}$$

Hierzu nach Tabelle VII, S. **50**, der corrigierte Kolbendurchmesser

$$D = 0,_{84}\ \text{Meter}$$

(gegen den vorläufigen Wert $0,_{50}$ Meter).

Schließlich wäre für die größte Beanspruchung als Effect der Maschine bei $c = 1,_6$ Meter für einen Cylinder

$$N_i = \frac{400}{3} p_i O c = \frac{400}{3} \,.\, 3,_{919} \,.\, 0,_{1812} \,.\, 1,_6 = 151\ \text{Pfdk.}$$

$$N_n = \frac{400}{3} p_n O c = \frac{400}{3} \,.\, 3,_{439} \,.\, 0,_{1812} \,.\, 1,_6 = 133\ \text{Pfdk.}$$

(zur Controle auch

$$N_n = \tfrac{1}{2} \frac{W\mathfrak{C}}{75} = \tfrac{1}{2} \frac{5000 \,.\, 4}{75} = 133\ \text{Pfdk.)}$$

§ 80.

Bestimmung des Dampfconsums der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen.

Erstes Beispiel. Bestimmung des Dampfconsums der in § 77 ausgemittelten Förderungsmaschine.

Zwillingsmaschine mit Goochscher (oder einer anderen) Coulisse, jeder Cylinder mit $D = 0,_{378}$ Meter (rund $0,_{38}$ Meter); $l = 1,_8$ Meter; $\frac{l}{D} = 4,_{74}$; $O = 0,_{1080}$ Qu.-Met.; $c = 2$ Meter; bei $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0,_{333}$ im Mittel $N_i = 67$ Pfdk. Am Seile die Leistung $\frac{1000 \,.\, 7}{75} = 93,_3$ Pfdk. im ganzen, d. h. $46,_7$ Pfdk. für einen Cylinder, sonach der Totalwirkungsgrad $\frac{46,_7}{67} = 0,_{70}$.

Gemäß Tabelle V. A. a, S. **38**, ist zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}_{333}$ gehörig . . . . $C_i' = 10{,}_{91}$ Kgr.

und $\sqrt{c}\, C_i'' = 6{,}_{27}$; wegen $c = 2$ m, somit gemäß Tabelle VI S. **49**) $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}_{707}$, folgt (vorläufig) $C_i'' = 6{,}_{27} \times 0{,}_{707} = 4{,}_{43}$; mit Rücksicht auf das Hubverhältnis $l : D = 4{,}_{74}$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}_{333}$ ist dieser Betrag mit dem Correct.-Coëffic. $1{,}_{68}$ zu multiplicieren, wonach $C_i'' = 4{,}_{43} \times 1{,}_{68}$ . . . . $= 7{,}_{44}$ „

Schließlich ist gemäß Tabelle V', S. **47**, zu $N_i = 67$ und $c = 2$ m gehörig . . . . $C_i''' = 1{,}_{02}$ „

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 19{,}_4$ Kgr.

Dies wäre der durchschnittliche Dampfconsum, wenn die Maschine unausgesetzt mit durchschnittlich und annähernd $0{,}_{333}$ Füllung arbeiten würde. Der Anhub, das Ende des Aufzuges (Überheben des Gestells und Aufsetzen desselben), beide häufig wiederholt, namentlich aber die Sturzpause, bedingen eine bedeutende Steigerung von C_i in der Anwendung, im Vergleiche mit obiger Angabe. Dieser Mehrbetrag von C_i, hauptsächlich in einem größeren Dampfverluste begründet, kann empirisch geschätzt werden mit beiläufig $2{,}_5\left(1{,}_3 + \frac{t_o}{t}\right)$ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde, wenn (apart von den Bezeichnungen für die Dampfmaschinen) t die Dauer eines Aufzuges, t_o die Dauer der Sturzpause ist, und wenn $\frac{t_o}{t}$ höchstens 5 beträgt. Für $t_o = 2{,}_5$ t (was bei seichteren Schächten und beim Erzbergbau überhaupt leicht eintreten kann) gibt dies $10{,}_0$ Kgr. Hiernach wäre im ganzen beiläufig $C_i = 19{,}_4 + 10{,}_0 = \mathbf{29{,}_4}$ Kgr. pro indicierte Pferdekraft und Stunde.

Bei dem Totalwirkungsgrad $0{,}_{70}$ gäbe dies $\frac{29{,}_4}{0{,}_{70}} = 42$ Kgr. pro Nutzpferdekraft am Seil und pro Stunde.

Würde man die Maschine mit separater Einlaß-Coulisse versehen, so würde dieselbe (bei gleichem Durchmesser) im Mittel mit $0{,}_{26}$ Füllung arbeiten. Es ergäbe sich gemäß Tabelle V. A. b., S. **39**, zu $p = 6$ und

$\frac{l_1}{l} = 0{,}_{26}$ gehörig . . . . $C_i' = 9{,}_{95}$ Kgr.

und $\sqrt{c}\, C_i'' = 5{,}_{88}$; mit $\frac{1}{\sqrt{c}} = 0{,}_{707}$ und Correct.-Coëffic. $1{,}_{63}$ wäre $C_i'' = 5{,}_{88} \times 0{,}_{707} \times 1{,}_{63}$ . . . . $= 6{,}_{78}$ „

Gemäß Tabelle V' wie vordem . . . . $C_i''' = 1{,}_{02}$ „

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 17{,}_{75}$ Kgr.

Mit dem obigen (empirischen) Mehrbetrage (wegen der Sturzpause usw.) von $10{,}_0$ Kgr. wäre im ganzen $C_i = 17{,}_{75} + 10{,}_0 = \mathbf{27{,}_{75}}$ Kgr. Gegen den obigen Betrag von $29{,}_4$ Kgr. bei der einfachen Coulisse gibt dies für die separate Einlaß-Coulisse eine Dampfersparnis von kaum 5 %.

Es ist sehr fraglich, ob eine Ersparnis von kaum 5 % an Dampf die größere Complication und schwierigere Bedienung auf Seite der separaten Einlaß-Coulisse aufwiegt, und ob sonach diese Einrichtung (gegenüber der

einfachen, correct eingerichteten Coulisse) bei den Förderungsmaschinen als wirklich vorteilhaft zu bezeichnen ist.

Zweites Beispiel. Bestimmung des Dampfconsums der in § 79 a berechneten Locomotiv-Maschine von $D = 0{,}424$; $l = 0{,}6$; $\frac{l}{D} = 1{,}43$; $c = 3{,}18$; bei $p = 8$ und bei den Füllungen $0{,}8$, $0{,}4$ nebst $0{,}25$.

für $\frac{l_1}{l} =$	0,8	0,4	0,25
wurde für einen Cylinder berechnet $N_i =$	368	241	158
Gemäß Tab. V, A. a, S. 38, zu $p = 8$ und der betreffenden Füllung $\frac{l_1}{l}$ gehörig $C_i' =$	14,51	10,56	9,24
und . . . . $\sqrt{c}\,C_i'' =$	(6,36)	(5,73)	(6,80)
wegen $c = 3{,}18$ aus Tab. VI . . . . . $\frac{1}{\sqrt{c}} =$	(0,56)	(0,56)	(0,56)
Correct.-Coëff. wegen $l : D = 1{,}43$	(0,81)	(0,85)	(0,87)
Product aus den drei ( ) Factoren . . $C_i'' =$	2,88	2,73	3,32
Nach Tab. V', S. 47, zu obigen N_i und zu $c = 3{,}18$ gehörig . . . . $C_i''' =$	0,43	0,50	0,55
$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' =$	**17,8**	**13,8**	**13,1**

Das aus dem Kessel mitgerissene Wasser und die bei den Locomotiven vorkommenden Arbeitspausen (auf den Stationen) werden diese Zahlen um einiges erhöhen.

Ad § 80.

Bemerkungen über den Dampfconsum der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen.

Aus dem Vorhergegangenen ist ersichtlich, daß die Coulissen-Steuerung im allgemeinen als ein mit der Umsteuerung uns nebenbei gratis zukommendes, ganz wohl brauchbares Surrogat einer eigentlichen Expansions-Steuerung zu betrachten, daß dieselbe vornehmlich in bezug auf den Dampfconsum durchaus nicht so sehr unökonomisch ist, als häufig angenommen wird, ja daß diese Steuerung unter gewissen Umständen, welche bei der Locomotiv-Maschine eintreffen, zu sehr befriedigenden Resultaten führen kann. Diese gemäß der vorangegangenen Theorie des Verfassers berechneten Resultate stimmen mit den in der Anwendung factisch erzielten Resultaten sehr gut überein. Die erwähnten Umstände, welche die ökonomischen Resultate der Coulissen-Steuerung (trotz der ihr bei kleineren Füllungen eigentümlichen, entschieden nachteiligen, weil zu starken Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung) bei der Locomotiv-Maschine als dennoch plausibel erscheinen lassen, sind:

1. Die hohe Admissionsspannung, bei welcher die der Coulissen-Steuerung eigentümliche, mit dem Expansionsgrade wachsende Compression (in betreff der Endspannung) innerhalb günstiger Grenzen sich erhält, während dieselbe bei mäßiger Admissionsspannung leicht zur Schlingenbildung im Indicator-Diagramme Veranlassung gibt:

2. die eben erwähnte Compression an sich, indem durch dieselbe der Dampfcylinder vor der Admission erwärmt und hiermit der Abkühlungsverlust als Admissionsverlust (relativ) herabgesetzt wird;

3. die große Kolbengeschwindigkeit, welche (ebenso wie die hohe Admissionsspannung) bei **allen** Maschinengattungen im hohen Grade zur Dampfersparnis (außer der Maschinenkostenersparnis) beiträgt.

Natürlicherweise würden diese günstigen Umstände auch dann zur Geltung kommen, wenn man die Locomotiv-Maschine mit einer präcis wirkenden eigentlichen Expansionsvorrichtung (oder auch nur mit einer „separaten Einlaß-Coulisse") versehen würde, und der Dampfconsum könnte dann noch ansehnlich, namentlich in einem höheren Grade als bei einer Förderungsmaschine, kleiner ausfallen; wenn man jedoch erwägt, wie überaus wünschenswert die möglichste Einfachheit aller Organe, und vielleicht am meisten jene der Steuerungsorgane (zum Zwecke ihrer bequemen Handhabung, welche ohnedies stets heikel bleibt, so wie aus Rücksicht für ihre häufige Reparaturbedürftigkeit, welche mit jeder Complication wächst) bei einer Locomotiv-Maschine ist, so wird man der schon von dem großen Erfinder*) der Locomotive herrührenden, heute noch vorherrschenden, einfachen aber correcten Coulissen-Steuerung (mit entsprechendem Voreilen der beiden Verteilungs-Excenter) bei dieser Maschine wohl noch für lange Zeit die Berechtigung kaum absprechen können.

Bei einer Förderungsmaschine tritt häufig (namentlich bei kleiner Spannung und mäßiger Kolbengeschwindigkeit) das gerade Gegenteil der unter 1, 2 und 3 eben angegebenen günstigen Umstände ein, und kommen noch die bereits im Vorhergegangenen (S. 251) angeführten, äußerst ungünstigen Umstände (vermöge der häufigen Sturzpause) hinzu, welche letzteren durch eine noch so gute Expansionsvorrichtung nicht zu paralysieren sind. Diese Maschine wird wohl für immerdar ein „Dampffresser" bleiben; Verbesserungen — mit einer gewissen Complication verbunden — sind da eigentlich ebenso wenig am Platze, als bei der Locomotiv-Maschine; dieselben geben hier (wie auf S. 251 bezüglich der „separaten Einlaß-Coulisse" gezeigt wurde) relativ wenig und entschieden weniger aus, als sie bei einer Locomotiv-Maschine ausgeben würden, wenn sie dort eben (mit ihrer Complication) als zulässig von der Praxis anerkannt wären.

Der im Vorangehenden für mittlere Verhältnisse einer Förderungsmaschine (bezüglich der Schachttiefe, Nutzlast etc.) berechnete Dampfconsum von 42 Kgr. pro Netto-Pferdekraft (am Seile) und Stunde kann durch möglichst kurze Sturzpausen um einiges herabgebracht werden, beträgt aber unter ungünstigen Verhältnissen bedeutend mehr, — der Fälle, wo derselbe infolge schlechter Einrichtung (insbesondere der Steuerung) und schlechter Behandlung der Maschine auf das Doppelte und noch höher steigt, weiter nicht zu gedenken.

In betreff der Einführung von Verbesserungen an der Steuerung der Förderungsmaschinen — insofern diese Verbesserungen irgend eine Complication des Mechanismus und namentlich irgend eine Erschwerung der Bedienung mit sich bringen — sollte man stets die Praxis der Locomotiv-Maschinen im Auge behalten: Alles, was diese vermeidet (obwohl sie hieraus stets einen relativ größeren Nutzen ziehen könnte), wird in der Regel auch bei der Förderungsmaschine zu meiden sein. Dies gilt insbesondere auch von allen Bestrebungen und Versuchen, die Füllung (bezw. Expansion) dieser Maschinen

*) Wenn in diesem Buche bei den Überschriften der Tabellen u. dgl. der Name Gooch vor Stephenson gesetzt wurde, so mag dies durch den Umstand entschuldigt werden, daß in der Theorie der Coulissen-Maschine das constante lineare Voreilen, welches eben der Goochschen Coulisse zukommt, angenommen und diese Annahme auch motiviert wurde. Der Verfasser.

irgend automatisch (selbsttätig variabel) einzurichten; hier wie dort ist und bleibt es eine Hauptsache, daß der Wärter seine Maschine unausgesetzt und ungestört beherrsche! Hieran darf derselbe weder durch den Regulator, noch durch einen andern ein- und auszuschaltenden Mechanismus behindert werden, wenn die Betriebssicherheit — namentlich falls Menschenleben auf dem Spiele sind — darunter nicht leiden soll.

Als ein berechtigter Concurrent der einfachen und correcten Coulissen-Steuerung kann in dieser Hinsicht bei den Förderungsmaschinen, als gewöhnlichen Zwillingsmaschinen, die Audemar-Kraftsche Daumensteuerung (mit verschiebbarer Steuerwelle) bezeichnet werden, welche sich bereits auch tatsächlich die Bahn gebrochen hat, trotz alledem aber immerhin — einerseits als Ventilsteuerung, andererseits als Daumen- (bezw. Herzscheiben-) Steuerung (mit Rücksicht auf die Abnützung der Daumen) — unter den Practikern ihre Gegner hat.

Die Ventilsteuerung an sich betreffend, welche bei den Förderungsmaschinen in gewissen Bergdistricten vorherrscht (weil vorgeblich die Schieber wegen ihrer großen Reibung nicht taugen), in andern Revieren aber fast ausnahmslos gemieden wird (weil vorgeblich die Ventile wegen ihrer Durchlässigkeit nicht taugen), so sollte diese Angelegenheit doch wohl ernster, denn als eine pure Modesache zu nehmen sein, und dürfte es kaum einem Zweifel unterliegen, daß für große Förderungsmaschinen — insofern die leichte Stellbarkeit des Reversierhebels auch bei diesen ein Haupterfordernis ist — die Ventilsteuerung (auch im Falle der Betätigung mittels der Coulisse) unstreitig den Vorzug verdient; denn der Hilfscylinder (Servomoteur), welcher bei Schiebersteuerung die gewaltige Schieberreibung zu überwinden hat, verzehrt selbst Ansehnliches an Dampf, ja er verzehrt (außer anderem vorzugsweise auch durch die fortwährende Abkühlung in seiner Dampfzuleitung) wahrscheinlich mehr davon, als die Steuerventile vorgeblich unvermeidlicherweise durchlassen! — Für kleine Maschinen bleibe man immerhin bei den einfachen Schiebern.

Als relativ bestes Mittel, den Dampfconsum der Förderungs- und Locomotiv-Maschinen nach Möglichkeit herabzusetzen, erscheint die Anwendung des Zweicylinder-Systems, entweder als Zwilling-Tandem-, oder als einfachen Compound-Systems. Das erstere System hat (mit zusammen vier Dampfcylindern) größere Herstellungskosten und größeren Dampfverbrauch (namentlich größeren Dampfverlust), aber bequemere Handhabung, das zweite (mit bloß einem Hochdruck- und einem Niederdruck-Cylinder) geringere Herstellungs- und Betriebskosten, aber auch den ungünstigen Umstand für sich, daß der Maschinenwärter fast bei jedesmaligem Umsteuern mittels einer besonderen (allerdings einfachen) Vorrichtung in den Niederdruck-Cylinder Kesseldampf einlassen muß und demnach mehr in Anspruch genommen ist.

Note. In der Zusammenstellung des Dampfconsums verschiedenartiger Maschinen, welche der folgende § 81 enthält, konnten bei den Abgaben für „Coulisse nach Gooch od. dgl.“ die unvermeidlichen ungünstigen Umstände der Förderungsmaschinen (die Stillstände betreffend, welche bei den Locomotiv-Maschinen nur untergeordnet auftreten) keine besondere Berücksichtigung finden, weshalb denn auch eine besondere Darlegung darüber an dieser Stelle notwendig erschien.

5. KAPITEL.

Schluß des Theoretischen Teiles.

§ 81.

Uebersicht der Berechnungs-Resultate über den Dampfconsum für alle Gattungen der Dampfmaschinen.

In den folgenden Doppel-Tabellen S. 256—259 sind die Berechnungs-Resultate des Dampfverbrauches pro indicierte Pfdk. und Stunde für alle hier behandelten Gattungen der Dampfmaschinen (ausgenommen jene mit separater Einlaß-Coulisse) von verschiedener (indicierter) Stärke bei verschiedener Admissionsspannung p und Kolbengeschwindigkeit c in der Gegend der beiläufig „besten normalen" Füllung übersichtlich zusammengestellt.

Die notierten Resultate betreffen die drei Anteile C_i', C_i'' und C_i''' des Dampfverbrauches nebst ihrer Summe C_i, — abgesehen von dem Dampfleitungsverluste, und beziehen sich einerseits auf Maschinen von „gewöhnlicher" Ausführung und Instandhaltung, andererseits auf „exacte" Maschinen, wenn diese und jene mit gesättigtem Dampfe gespeist werden.

Es wurden sowohl für Auspuff- als auch für Condensator-Maschinen viererlei Stärken

$$N_i = 10,\ 50,\ 250,\ 1000 \text{ Pfdk.}$$

und viererlei Admissions-Spannungen

$$p = 6,\ 8,\ 10,\ 12 \text{ Atm.}$$

in Betracht gezogen, und für jede jener Stärken eine zweifache Größe der Kolbengeschwindigkeit c (jedesmal bei allen Spannungen gleich) nach dem folgenden Schema angenommen:

$N_i = 10$	$c = 1{,}5$ m; $c = 2$ m	bei gleicher Spannung auch die gleiche Füllung $\frac{l_1}{l}$
$N_i = 50$	$c = 2$ m; $c = 3$ m	
$N_i = 250$	$c = 3$ m; $c = 4$ m	bei gleicher Spannung auch die gleiche (jedoch entsprechend kleinere) Füllung.
$N_i = 1000$	$c = 4$ m	

Diese Zusammenstellung ermöglicht alle Vergleichungen in betreff des Einflusses der einzelnen Elemente N_i, p und c auf den Dampfconsum.

Der weitere Zweck dieser (im übrigen keiner weiteren Erklärung bedürftigen) tabellarischen Zusammenstellungen ist ein doppelter:

erstlich sollen dieselben einen leicht zu handhabenden Prüfstein für die Brauchbarkeit der aufgestellten Regeln den bereits erfahrenen Fachkundigen darbieten, nachdem zahlreiche Stichproben seitens des Verfassers und auch anderer bereits stattgefunden;

zweitens können dieselben alsdann den minder Erfahrenen ebenso wie den Erfahrenen im allgemeinen zur Orientierung im voraus dienen.

Vergleichende Uebersicht des Dampfconsums der Auspuff-Maschinen aller Systeme.

(Nach den Regeln des „Theoretischen Theiles“ des Hilfsbuches.)

a. Gewöhnliche Auspuff-Maschinen.

Dampfconsum gewöhnl. Auspuff-Maschinen.

Hubverhältniss $l:D$ {Eincylinder-Maschine 2:1; Zweicylinder-Maschine 1,5:1}; Hochdruck-Cylinder $l':D' = 2:1$		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
		$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i
$N_i = 10$, $c = 1,5$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,5	4,7	2,6	**18,8**	0,333	10,0	4,9	2,6	**17,5**	0,3	9,1	5,0	2,6	**16,7**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,9	4,5	2,6	**17,0**	0,25	8,6	4,6	2,6	**15,9**	0,20	7,8	4,9	2,6	**15,3**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	9,6	3,5	2,6	**15,7**	0,25	8,3	3,3	2,6	**14,2**	0,20	7,5	3,3	2,6	**13,4**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,5	4,1	2,2	**17,8**	0,333	10,0	4,2	2,2	**16,4**	0,3	9,1	4,3	2,2	**15,6**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,9	3,9	2,2	**16,0**	0,25	8,6	4,0	2,2	**14,8**	0,20	7,8	4,2	2,2	**14,2**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	9,6	3,0	2,2	**14,9**	0,25	8,3	2,9	2,2	**13,4**	0,20	7,5	2,8	2,2	**12,5**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,5	4,1	1,1	**16,6**	0,333	10,0	4,2	1,1	**15,3**	0,3	9,1	4,3	1,1	**14,5**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,9	3,9	1,1	**15,0**	0,25	8,6	4,0	1,1	**13,8**	0,20	7,8	4,2	1,1	**13,1**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	9,6	3,0	1,1	**13,8**	0,25	8,3	2,9	1,1	**12,3**	0,20	7,5	2,8	1,1	**11,4**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,20	8,0	2,6	1,0	**11,5**	0,15	6,9	2,5	1,0	**10,4**	0,125	6,4	2,3	1,0	**9,7**
$N_i = 50$, $c = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,5	3,2	0,9	**15,6**	0,333	10,0	3,4	0,9	**14,3**	0,3	9,1	3,5	0,9	**13,5**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,9	3,2	0,9	**14,0**	0,25	8,6	3,3	0,9	**12,8**	0,20	7,8	3,4	0,9	**12,1**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	9,6	2,5	0,9	**13,0**	0,25	8,3	2,3	0,9	**11,6**	0,20	7,5	2,3	0,9	**10,7**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,20	8,0	2,1	0,8	**10,8**	0,15	6,9	2,0	0,8	**9,7**	0,125	6,4	1,9	0,8	**9,1**
$N_i = 250$, $c = 3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,9	3,6	0,5	**15,0**	0,3	9,6	3,6	0,5	**13,7**	0,25	8,7	3,8	0,5	**13,0**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,7	3,4	0,5	**13,5**	0,20	8,4	3,5	0,5	**12,4**	0,15	7,6	3,8	0,5	**11,9**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	9,3	2,6	0,5	**12,4**	0,20	8,0	2,5	0,5	**11,0**	0,15	7,1	2,5	0,5	**10,1**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,8	2,4	0,4	**10,7**	0,125	6,8	2,2	0,4	**9,5**	0,10	6,3	2,1	0,4	**8,8**
$N_i = 250$, $c = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,9	3,1	0,4	**14,5**	0,3	9,6	3,1	0,4	**13,2**	0,25	8,7	3,3	0,4	**12,4**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,7	2,9	0,4	**13,0**	0,20	8,4	3,0	0,4	**11,8**	0,15	7,6	3,2	0,4	**11,2**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	9,3	2,2	0,4	**11,9**	0,20	8,0	2,2	0,4	**10,6**	0,15	7,1	2,2	0,4	**9,7**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,8	2,1	0,3	**10,3**	0,125	6,8	1,9	0,3	**9,1**	0,10	6,3	1,8	0,4	**8,5**
$N_i = 1000$, $c = 4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,9	3,1	0,3	**14,3**	0,3	9,6	3,1	0,3	**13,0**	0,25	8,7	3,3	0,3	**12,3**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,7	2,9	0,3	**12,9**	0,20	8,4	3,0	0,3	**11,7**	0,15	7,6	3,2	0,3	**11,0**	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	9,3	2,2	0,3	**11,8**	0,20	8,0	2,2	0,3	**10,4**	0,15	7,1	2,2	0,3	**9,6**	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,8	2,1	0,2	**10,1**	0,125	6,8	1,9	0,2	**9,0**	0,10	6,3	1,8	0,2	**8,3**

b. Exacte Auspuff-Maschinen.

Dampfconsum exacter Auspuff-Maschinen.

Hubverhältniss $l:D$ {Eincylinder-Maschine 2:1; Zweicylinder-Maschine 1,5:1}; Hochdruck-Cylinder $l':D'=2:1$		$p=6$					$p=8$					$p=10$					$p=12$				
		$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i
$N=10$, $c=1,5$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,0	4,7	1,3	17,0	0,333	9,4	4,9	1,3	15,6	0,3	8,6	5,0	1,3	14,9	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,4	4,5	1,3	15,2	0,25	8,1	4,6	1,3	14,1	0,20	7,3	4,9	1,3	13,5	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	8,9	3,5	1,3	13,7	0,25	7,6	3,3	1,3	12,2	0,20	6,8	3,3	1,3	11,4	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i=10$, $c=2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,0	4,1	1,1	16,2	0,333	9,4	4,2	1,1	14,8	0,3	8,6	4,3	1,1	14,0	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,4	3,9	1,1	14,4	0,25	8,1	4,0	1,1	13,2	0,20	7,3	4,2	1,1	12,6	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	8,9	3,0	1,1	13,1	0,25	7,6	2,9	1,1	11,6	0,20	6,8	2,8	1,1	10,7	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i=50$, $c=2$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,0	4,1	0,6	15,6	0,333	9,4	4,2	0,6	14,2	0,3	8,6	4,3	0,6	13,5	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,4	3,9	0,6	13,9	0,25	8,1	4,0	0,6	12,7	0,20	7,3	4,2	0,6	12,1	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	8,9	3,0	0,6	12,5	0,25	7,6	2,9	0,6	11,1	0,20	6,8	2,8	0,6	10,2	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,20	7,7	2,6	0,5	10,7	0,15	6,6	2,5	0,5	9,6	0,125	6,1	2,3	0,5	8,9
$N_i=50$, $c=3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,4	11,0	3,2	0,5	14,7	0,333	9,4	3,4	0,5	13,3	0,3	8,6	3,5	0,5	12,6	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,3	9,4	3,2	0,5	13,1	0,25	8,1	3,3	0,5	11,8	0,20	7,3	3,4	0,5	11,2	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,3	8,9	2,5	0,5	11,8	0,25	7,6	2,3	0,5	10,4	0,20	6,8	2,3	0,5	9,5	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,20	7,7	2,1	0,4	10,2	0,15	6,6	2,0	0,4	9,0	0,125	6,1	1,9	0,4	8,4
$N_i=250$, $c=3$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,4	3,6	0,3	14,3	0,3	9,1	3,6	0,3	13,0	0,25	8,2	3 8	0,3	12,3	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,2	3,4	0,3	12,8	0,20	7,9	3,5	0,3	11,7	0,15	7,1	3.8	0,3	11,1	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	8 6	2,6	0,3	11,4	0,20	7,3	2,5	0,3	10,0	0,15	6,4	2,5	0,3	9,2	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,5	2,5	0,2	10,2	0,125	6,5	2,2	0,2	9,0	0,10	6,0	2,1	0,2	8,3
$N_i=250$, $c=4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,4	3,1	0,2	13,8	0,3	9,1	3,1	0,2	12,5	0,25	8,2	3,3	0,2	11,7	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,2	2,9	0,2	12,3	0,20	7,9	3,0	0,2	11,1	0,15	7,1	3,2	0,2	10,5	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	8,6	2,2	0,2	11,0	0,20	7,3	2,2	0,2	9,7	0,15	6,4	2,2	0,2	8,8	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,5	2,1	0,2	9,8	0,125	6,5	1,9	0,2	8,6	0,10	6,0	1,8	0,2	8,0
$N_i=1000$, $c=4$ m	Eincyl. mit Coulisse	0,333	10,4	3,1	0,1	13,7	0,3	9,1	3,1	0,1	12,4	0,25	8,2	3,3	0,1	11,6	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. ohne Hemd	0,25	9,2	2,9	0,1	12,2	0,20	7,9	3,0	0,1	11,1	0,15	7,1	3,2	0,1	10,4	.	.	.	.	.
	„ „ Expans. mit „	0,25	8,6	2,2	0,1	10,9	0,20	7,3	2,2	0,1	9,6	0,15	6,4	2,2	0,1	8,8	.	.	.	.	.
	Zweicylinder (mit Expans.)	.	.	.	.	.	0,15	7,5	2,1	0,1	9,7	0,125	6,5	1,9	0,1	8,6	0,10	6,0	1,8	0,1	7,9

Vergleichende Uebersicht des Dampfconsums der Condens.-Maschinen aller Systeme.

(Nach den Regeln des „Theoretischen Theiles“ des Hilfsbuches.)

a. Gewöhnliche Condens.-Maschinen.

Dampfconsum gewöhnl. Condens.-Maschinen.

Hubverhältniss $l:D$ (Eincylinder-Maschine 2:1, Zweicylinder-Maschine 1,5:1, Dreicylinder-Maschine 1:1); Hochdruck-Cylinder $l':D'=2:1$		$p=6$					$p=8$					$p=10$					$p=12$				
		$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i
$N_i=10$, $c=1,5$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,8	4,7	2,6	**14,1**	0,125	6,4	5,0	2,6	**14,0**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	6,4	3,5	2,6	**12,5**	0,125	5,9	3,5	2,6	**12,0**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i=10$, $c=2$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,8	4,1	2,2	**13,1**	0,125	6,4	4,4	2,2	**13,0**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	6,4	3,0	2,2	**11,6**	0,125	5,9	3,0	2,2	**11,2**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i=50$, $c=2$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,8	4,1	1,1	**12,0**	0,125	6,4	4,4	1,1	**11,9**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	6,4	3,0	1,1	**10,5**	0,125	5,9	3,0	1,1	**10,1**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,125	5,4	2,4	1,0	**8,8**	0,10	4,9	2,3	0,9	**8,1**	0,07	4,4	2,2	1,0	**7,6**	0,06	4,2	2,1	1,0	**7,3**
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,07	4,5	2,0	0,8	**7,3**	0,06	4,2	1,9	0,8	**6,9**	0,05	3,9	1,8	0,8	**6,5**
$N_i=50$, $c=3$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,8	3,3	0,9	**11,0**	0,125	6,4	3,5	0,9	**10,8**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	6,4	2,5	0,9	**9,7**	0,125	5,9	2,5	0,9	**9,3**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,125	5,4	1,9	0,8	**8,1**	0,10	4,9	1,8	0,8	**7,5**	0,07	4,4	1,8	0,8	**7,0**	0,06	4,2	1,7	0,8	**6,7**
	Dreicylinder-Masch	.	.	.	.	.	0,07	4,5	1,6	0,6	**6,7**	0,06	4,2	1,5	0,6	**6,3**	0,05	3,9	1,5	0,6	**6,0**
$N_i=250$, $c=3$ m	Eincyl.-Masch ohne Hemd	0,125	6,6	3,5	0,5	**10,6**	0,10	6,3	3,8	0,5	**10,5**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch mit „	0,125	6,2	2,6	0,5	**9,2**	0,10	5,7	2,6	0,5	**8,8**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	2,1	0,4	**7,7**	0,08	4,7	2,0	0,4	**7,1**	0,06	4,3	1,8	0,4	**6,5**	0,05	4,1	1,7	0,4	**6,2**
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,7	0,3	**6,3**	0,05	4,0	1,6	0,3	**6,0**	0,04	3,7	1,5	0,4	**5,6**
$N_i=250$, $c=4$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,6	3,0	0,4	**10,1**	0,10	6,3	3,3	0,4	**10,0**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	6,2	2,2	0,4	**8,8**	0,10	5,7	2,2	0,4	**8,4**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	1,8	0,3	**7,3**	0,08	4,7	1,7	0,4	**6,8**	0,06	4,3	1,5	0,3	**6,1**	0,05	4,1	1,5	0,3	**5,9**
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,5	0,3	**6,1**	0,05	4,0	1,4	0,3	**5,7**	0,04	3,7	1,4	0,3	**5,4**
$N_i=1000$, $c=4$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,6	3,0	0,3	**9,9**	0,10	6,3	3,3	0,3	**9,8**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	6,2	2,2	0,3	**8,6**	0,10	5,7	2,2	0,3	**8,2**	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	1,8	0,2	**7,2**	0,08	4,7	1,7	0,2	**6,6**	0,06	4,3	1,5	0,2	**6,0**	0,05	4,1	1,5	0,2	**5,8**
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,5	0,2	**6,0**	0,05	4,0	1,4	0,2	**5,6**	0,04	3,7	1,4	0,2	**5,3**

b. **Exacte Condens.-Maschinen.**

Dampf-Consum exacter Condens.-Maschinen.

Hubverhältniss $l:D$ {Eincylinder-Maschine 2:1, Zweicylinder-Maschine 1,5:1, Dreicylinder-Maschine 1:1}; Hochdruck-Cylinder $l':D' = 2:1$		$p = 6$					$p = 8$					$p = 10$					$p = 12$				
		$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i	$\frac{l_1}{l}$	C_i'	C_i''	C_i'''	C_i
$N_i = 10$, $c = 1{,}5$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,2	4,7	1,3	12,2	0,125	5,9	5,0	1,3	12,2	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	5,7	3,5	1,3	10,5	0,125	5,3	3,5	1,3	10,1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 10$, $c = 2$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,2	4,1	1,1	11,4	0,125	5,9	4,3	1,1	11,3	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	5,7	3,0	1,1	9,9	0,125	5,3	3,0	1,1	9,4	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$N_i = 50$, $c = 2$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,2	4,1	0,6	10,9	0,125	5,9	4,3	0,6	10,8	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	5,7	3,0	0,6	9,3	0,125	5,3	3,0	0,6	8,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,125	5,4	2,4	0,5	8,3	0,10	4,9	2,3	0,5	7,7	0,07	4,4	2,0	0,5	6,9	0,06	4,2	2,0	0,5	6,7
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,07	4,5	2,0	0,4	6,9	0,06	4,2	1,9	0,4	6,5	0,05	3,9	1,8	0,4	6,1
$N_i = 50$, $c = 3$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,15	6,2	3,3	0,5	10,0	0,125	5,9	3,5	0,5	9,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,15	5,7	2,5	0,5	8,7	0,125	5,3	2,4	0,5	8,2	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,125	5,4	1,9	0,4	7,7	0,10	4,9	1,8	0,4	7,1	0,07	4,4	1,6	0,4	6,4	0,06	4,2	1,6	0,4	6,2
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,07	4,5	1,6	0,3	6,4	0,06	4,2	1,5	0,3	6,0	0,05	3,9	1,5	0,3	5,7
$N_i = 250$, $c = 3$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,1	3,5	0,3	9,8	0,10	5,7	3,8	0,3	9,7	.	.	.	.		.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	5,5	2,6	0,3	8,3	0,10	5,1	2,6	0,3	7,9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	2,1	0,2	7,5	0,08	4 7	2,0	0,2	6,9	0,06	4,3	1,6	0,2	6,1	0,05	4,1	1,6	0,2	5,9
	Dreicylinder-Masch.	.	.		.	.	0,06	4 3	1,7	0 2	6,2	0,05	4,0	1,6	0,2	5,8	0,04	3,7	1,5	0,2	5,5
$N_i = 250$, $c = 4$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,1	3,0	0,2	9,3	0,10	5,7	3,3	0,2	9,2	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	5,5	2,2	0,2	7,9	0,10	5,1	2,2	0,2	7,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	1,8	0,2	7,2	0,08	4,7	1,7	0,2	6,6	0,06	4,3	1,4	0,2	5,9	0,05	4,1	1,4	0,2	5,7
	Dreicylinder-Masch.	.	.	.	.	.	0,06	4,3	1,5	0,1	5,9	0,05	4,0	1,4	0,2	5,6	0,04	3,7	1,3	0,2	5,2
$N_i = 1000$, $c = 4$ m	Eincyl.-Masch. ohne Hemd	0,125	6,1	3,0	0,1	9,3	0,10	5,7	3,3	0,1	9,1	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Eincyl.-Masch. mit „	0,125	5,5	2,2	0,1	7,9	0,10	5,1	2,2	0,1	7,4	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	Zweicylinder-Masch.	0,10	5,2	1,8	0,1	7,1	0,08	4,7	1,7	0 1	6,5	0,06	4,3	1,4	0,1	5,8	0,05	4,1	1,4	0,1	5,6
	Dreicylinder-Masch.		.	.	.	.	0,06	4,3	1,5	0,1	5,9	0,05	4,0	1,4	0,1	5,5	0,04	3,7	1,3	0,1	5,1

§ 82.

Calculation über den Einflufs der Drofslung auf den Dampfconsum.

Exacte Eincylinder-Maschine mit Compression bis zur Gegendampfspannung:

$O = 0,5$ qm; $c = 2$ m; $m = 0,025$.

(Compressions-Endspannung p_c = der anfängl. Admissionsspannung p_1).*)
Kesselspannung $p_0 = 6,25$ Atm. (absolut).

		Auspuff-Maschine ($p' = 1,15$)			Condens.-Maschine ($p' = 0,20$)			Bemerkungen über die benutzten Rechnungsdaten
$p = 6$	$\frac{l_1}{l} =$	**0,162**	**0,125**	**0,075**	**0,067**	**0,055**	**0,04**	**Droßlung** $\vartheta = 0,025$ **(ganz unbedeutend)**, d. h.
	$f =$	0,469	0,404	0,300	0,281	0,252	0,213	$p_1 = (1 + \vartheta) p = 6,15 = p_c$
	$p_i =$	1,526	1,135	0,511	1,123	0,951	0,716	$p_2 = (1 - \vartheta) p = 5,85$
	$N_i =$	**204**	**151**	**68**	**150**	**127**	**96**	$\sigma_2 = 3,002$ Kgr.
	$C_i' =$	8,6	8,9	12,0	4,8	4,7	4,5	Für Auspuff:
	$C_i'' =$	3,9	4,4	6,4	3,6	3,8	4,0	$f' = 1,121$; $f' p' = 1,289$
	$C_i''' =$	0,5	0,5	0,7	0,5	0,6	0,6	Für Condens.:
	$C_i =$	**13,0**	**13,8**	**19,0**	8,9	**9,1**	**9,1**	$f' = 2,811$; $f' p' = 0,562$.
$p = 4$	$\frac{l_1}{l} =$	**0,4**	**0,3**	**0,175**	**0,15**	**0,125**	**0,092**	**Droßlung** $\vartheta = 0,200$ **(ziemlich stark).** d. h.
	$f =$	0,692	0,592	0,431	0,394	0,352	0,292	$p_1 = (1 + \vartheta)\ p = 4,8 = p_c$
	$p_i =$	1,540	1,140	0,496	1,123	0,955	0,716	$p_2 = (1 - \vartheta)\ p = 3,2$
	$N_i =$	**205**	**152**	**66**	**150**	**127**	**96**	$\sigma_2 = 1,7035$ Kgr.
	$C_i' =$	11,9	12,1	16,2	6,1	6,0	5,9	Für Auspuff
	$C_i'' =$	3,4	3,7	5,4	3,2	3,4	3,7	$f' = 1,068$; $f' p' = 1,228$
	$C_i''' =$	0,5	0,5	0,7	0,5	0,6	0,6	Für Condens.:
	$C_i =$	**15,8**	**15,3**	**22,3**	**9,9**	**9,9**	**10,2**	$f' = 2,267$; $f' p' = 0,453$
$p = 3$	$\frac{l_1}{l} =$	**0,8**	**0,55**	**0,3**	**0,25**	**0,20**	**0,15**	**Droßlung** $\vartheta = 0,275$ **(sehr stark)**, d.h.
	$f =$	0,917	0,780	0,565	0,507	0,443	0,371	$p_1 = (1 + \vartheta)\ p = 3,825 = p_c$
	$p_i =$	1,567	1,157	0,511	1,140	0,948	0,732	$p_2 = (1 - \vartheta)\ p = 2,175$
	$N_i =$	**209**	**154**	**68**	**152**	**127**	**97**	$\sigma_2 = 1,188$ Kgr.
	$C_i' =$	16,4	15,2	18,8	7,0	6,8	6,6	Für Auspuff:
	$C_i'' =$	4,2	3,8	4,8	3,1	3,2	3,5	$f' = 1,030$; $f' p' = 1,184$
	$C_i''' =$	0,5	0,5	0,7	0,5	0,6	0,6	Für Condens.:
	$C_i =$	**21,0**	**19,5**	**24,2**	**10,7**	**10,6**	**10,7**	$f' = 1,904$; $f' p' = 0,381$.

*) Admissions-Endspannung p_2; das hierzu gehörige specif. Gewicht σ_2 (Kgr. pro Cbm. wurde bei Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches C_i' zum Anhaltspunkte genommen; würde man σ (zu p gehörig) zum Anhaltspunkte nehmen, so würde sich der Nachteil der Droßlung (entgegen der Verminderung der Füllung) noch bedeutend **größer** herausstellen.

	Auspuff-Masch. ($p' = 1{,}15$)			Condens.-Masch. ($p' = 0{,}20$)			Bemerkungen über die benutzten Rechnungsdaten.
Durchschn. $N_i =$	**206**	**152**	**67**	**150**	**127**	**96**	
$p = 6$; $C_i' =$	8,6	8,9	12,0	4,8	4,7	4,5	$\vartheta = 0{,}025$ Vergleichende **Zusammen-**
4; „ =	11,9	12,1	16,2	6,1	6,0	5,9	$\vartheta = 0{,}200$ **stellung** für den **nutzbaren**
3; „ =	16,4	15,2	18,8	7,0	6,8	6,6	$\vartheta = 0{,}275$ Dampfverbrauch C_i' allein.
$p = 6$; C_i =	13,0	13,8	19,0	8,9	9,1	9,1	$\vartheta = 0{,}025$ Vergleichende **Zusammen-**
4; „ =	15,8	15,3	22,3	9,9	9,9	10,2	$\vartheta = 0{,}200$ **stellung** für den **summari-**
3; „ =	21,0	19,5	24,2	10,7	10,6	10,7	$\vartheta = 0{,}275$ **schen** Dampfverbrauch C_i.

Setzt man in den beiden letzten dreizeiligen Zusammenstellungen die Zahlen der ersten Zeile, d. i. den Dampfverbrauch bei vermiedener Droßlung (u. zw. einmal den nutzbaren C_i', das andere Mal den summarischen C_i) der Einheit gleich, so ergibt sich C_i' und C_i bei ziemlich starker und bei sehr starker Droßlung relativ wie folgt:

	Auspuff			Condens			
Durchschn. $N_i =$	**206**	**152**	**67**	**150**	**127**	**96**	
$p = 6$; $C_i' =$	1	1	1	1	1	1	bei vermiedener Droßlung
4; „ =	1,38	1,36	1,35	1,28	1,28	1,30	bei ziemlich starker Droßlung
3; „ =	1,90	1,71	1,57	1,46	1,45	1,44	bei sehr starker Droßlung
$p = 6$; $C_i =$	1	1	1	1	1	1	bei vermiedener Droßlung
4; „ =	1,21	1,12	1,17	1,09	1,09	1,12	bei ziemlich starker Droßlung
3; „ =	1,62	1,42	1,27	1,19	1,17	1,18	bei sehr starker Droßlung
bei $p = 4$ mehr um	30 %	24 %	26 %	19 %	19 %	21 %	Mehrverbrauch bei ziemlich starker und sehr starker Droßlung (im Mittel von C_i' und C_i) im Vergleiche mit vermiedener Droßlung.
„ $p = 3$ „ „	76 %	57 %	42 %	33 %	31 %	31 %	

Nach dieser — auf den vorhergehends entwickelten Daten über Droßlung, Compression etc. basierenden — an sich wohl verständlichen Calculation*) hat der ökonomische Nachteil der Droßlung vom rein mechanistischen Standpunkte beinahe keine Grenze; selbst wenn eine Maschine weit unter der Füllung des kleinsten Dampfverbrauches — also bei bereits (mit abnehmender Füllung) zunehmendem C_i' und C_i — gefüllt werden sollte, so ist diese (scheinbar übertrieben kleine) Füllung doch noch besser, als die gedrosselte Admissionsspannung bei größerer Füllung.

Diesem rein mechanistischen Standpunkte entgegen, oder vielmehr gleichzeitig mit demselben läßt sich der caloristische Standpunkt geltend machen,

*) Die Füllungen sind hierbei so gewählt, daß bei allen drei Droßlungsgraden $\vartheta = 0{,}025$, 0,200 und 0,275 (welche bei gleichbleibender absoluter Kesselspannung $p_0 = 6{,}25$ die Werte $p = 6$, 4 und 3 Atm. involvieren) stets nahezu die gleiche indicierte Leistung (in jeder der vorhandenen sechs Spalten) zum Vorschein komme. Vergl. die letzte Zeile und die „Note" der Tabelle (zur Theoretischen Tabelle F), S. **11**, welche (letzte Zeile) und für unbedeutende und ganz mangelnde Droßlung linkerseits zu ergänzen wäre und im ganzen lauten würde wie folgt:

für $\frac{p}{p_0} =$	1	0,96	0,91	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46
hat man $\vartheta =$	0	0,025	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30

sodann ist $p_1 = (1 + \vartheta)$ p und $p_2 = (1 - \vartheta)$ p.

wonach die Droßlung als ein Mittel betrachtet wird, den feuchten Admissionsdampf mehr oder weniger zu trocknen. Es ist nicht zu bezweifeln, daß durch diesen Umstand der oben nachgewiesene ökonomische Nachteil der Droßlung um einiges herabgemindert wird; denn die durch die Droßlung erzeugte Dampfwirblung, beziehungsweise die dieser Wirblung entsprechende lebendige Kraft oder Arbeit kann nicht anders als in Wärme umgesetzt werden. Wie viel (richtiger: wie wenig) aber dieses ausgeben dürfte, mag nach dem Umstande beurteilt werden, daß dies eben Umwandlung von Arbeit in Wärme bedeutet, ein Vorgang, der bekanntlich zu den ökonomisch undankbarsten Processen der gesamten angewandten Mechanik zu zählen ist!

„Eines dürfte kaum zu bezweifeln sein, daß nämlich die in den letzten Jahren ausgegebene und von vielen befolgte Parole „Droßlung um jeden Preis“ denn doch ein Mißgriff war. Es wäre sehr wünschenswert, daß über diesen Gegenstand eingehende directe Versuche vorgenommen und veröffentlicht würden, damit in einer für den Maschinenbetrieb so hochwichtigen — in die Betriebsökonomie tief eingreifenden — Angelegenheit jeglicher Zweifel der allgemeinen Überzeugung Platz mache.“

Der aus der 1. Auflage ungeändert citierte letzte Absatz veranlaßte gleich nach dem Erscheinen derselben (1883) den jetzigen Bau- und Maschinen-Inspektor Herrn Carl Svoboda (derzeit in Idria, damals in Přibram), an einer Přibramer Aufbereitungs-Antriebsmaschine (des Adalberti-Quetschwerkes) die ersehnten vergleichenden Versuche durchzuführen, und die Versuchsresultate (einschließlich der betreffenden Indicator-Original-Diagramme) mir zur Verfügung zu stellen.

In Wort und Zahl (ohne die sehr gelungenen Diagramme) lauten die Versuchsdaten und Resultate wie folgt.

Maschine. Zweicylinder-Compound mit Condens. mit geheiztem Receiver und Dampfhemd an beiden Cylindern.

$$D = 0{,}700 \text{ m}; \; D' = 0{,}440 \text{ m}; \; l = l' = 1{,}000 \text{ m}; \; \frac{v}{V} = 0{,}40; \; n = 52; \; c = 1{,}73 \text{ m}.$$

I. Versuch 18./4. 1883.
Ohne (namhafte) Droßlung.
Kesselspannung $p_o = 7$ Atm.

$$\left.\begin{matrix} p_1 = 6{,}5 \\ p_2 = 5{,}9 \end{matrix}\right\} p = 6{,}2 \text{ Atm.}$$

somit Droßlung $\vartheta = 0{,}05$

$$\frac{l_1'}{l'} = 0{,}18: \; \frac{l_1}{l} = 0{,}07.$$

Außerdem ergab Indicator u. Rechnung bei $n = 52$ $N_i = 136{,}3$ Pfdk.

Verbraucht wurde in 11 Stunden:

Speisewasser (Dampf) . . .	12 990 Kgr.
Mittelkohle	2 400 „

Hiernach ergab sich pro indic. Pfdk und Stunde:

Speisewasser (Dampf) .	$C = 8{,}65$ Kgr.
Mittelkohle	1,60 „

II. Versuch, 19./4. 1883.
Mit (ziemlich starker) Droßlung.
Kesselspannung $p_o = 7$ Atm.

$$\left.\begin{matrix} p_1 = 5{,}4 \\ p_2 = 3{,}6 \end{matrix}\right\} p = 4{,}5 \text{ Atm.}$$

somit Droßlung $\vartheta = 0{,}20$

$$\frac{l_1'}{l'} = 0{,}31; \; \frac{l_1}{l} = 0{,}122.$$

Außerdem ergab Indicator u. Rechnung bei $n = 52$ $N_i = 122{,}4$ Pfdk.

Verbraucht wurde in 11 Stunden

Speisewasser (Dampf) . . .	12 730 Kgr.
Mittelkohle	2 450 „

Hiernach ergab sich pro indic. Pfdk. und Stunde:

Speisewasser (Dampf) .	$C_i = 9{,}45$ Kgr.
Mittelkohle	1,82 „

$$\text{Mehrverbrauch auf Seite der Droßlung} \left\{ \begin{matrix} 9{,}25\ \%\ \text{Dampf,} \\ 13{,}8\ \%\ \text{Kohle.} \end{matrix} \right.$$

Die Differenz der ersparten Procente liegt in Beobachtungsfehlern (auf Seite des Dampfes).

Seitdem ist auch anderweitig erkannt worden, daß die Droßlung im allgemeinen als betriebsschädlich zu bezeichnen ist.

Hiermit erscheint es vollends gerechtfertigt, daß in den vorhergehends in Betracht gezogenen „Tabellen für die Anwendung" durchaus nur eine sehr mäßige Droßlung in Rechnung gebracht wurde, in dem Texte jedoch anstatt der alten Devise: „Man droßle um jeden Preis, und so viel man kann" die Regel zum Ausdrucke kam: „Man droßle wenig oder gar nicht, und nur so viel, als man muß!" oder aber: „Man droßle nur bei feuchtem Dampfe, der Dampf soll jedoch nicht feucht sein!"

In die Theoretischen Tabellen sind allerdings teilweise auch Daten für stärkere und sehr starke Droßlung, aber nur zu dem Zwecke aufgenommen worden, um diesbetreffende Calculationen zu ermöglichen und eben auch den ökonomischen Nachteil der Droßlung rechnungsmäßig nachweisen zu können.

Wenn in ähnlicher Weise auch an andern (allerdings wenigen) Stellen des Buches einzelne Daten zur Entwicklung kamen, welche für die Anwendung in der Regel nicht unmittelbar benötigt werden, so mag man diesen kleinen Ballast mit hinnehmen; der Verfasser konnte denselben doch kaum an einem andern Orte deponieren, woher derselbe bei einer eventuellen künftigen Auflage des Buches nach Bedarf anstandslos hervorgeholt werden könnte.

TABELLEN

zu dem

theoretischen Teile

des Hilfsbuches.

Bemerkung.

Diese dem theoretischen Teile des Hilfsbuches angehörigen Tabellen sind behufs möglichster Bequemlichkeit des Gebrauches besonders und zwar mit **fetten** Ziffern paginiert, und auch bei Berufungen im Texte durch **fett** gedruckte Seitenzahlen gekennzeichnet.

Dieselben umfassen drei Abteilungen, und zwar:

Erste Abteilung: Theoretische Tabellen (im engeren Sinne), diejenigen Angaben und theoretischen Resultate für **alle** Maschinen-Gattungen enthaltend, welche der eigentlichen Dampfmaschinen-Ausmittlung mittelst der nachfolgenden Tabellen (2. und 3. Abteilung) zugrunde liegen.

Zweite Abteilung: Tabellen für die Anwendung (ausschließlich der Maschinen mit hohem Dampfdruck), die älteren Maschinengattungen (alle Eincylinder-Maschinen und die Zweicylinder-Condens.-Maschinen) betreffend, und hiemit Dampfspannungen von höchstens 9 oder 10 Atmosphären berücksichtigend.*)

Dritte Abteilung: Special-Tabellen für die Anwendung bei Maschinen mit hohem Dampfdruck (7 bis 14 Atmosphären), welche die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen und die Dreicylinder-Condens.-Maschinen betreffen. Die Ausscheidung und specielle Anführung dieser Tabellen war durch wesentliche Umstände geboten und wird auch beim Gebrauche als wohltuend anerkannt werden. Ueber die „Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck“ (9 bis 12 Atm.) ist in dem „Practischen Teile“ besonders abgehandelt, und hier sind diese Maschinen bloß bezüglich des Dampfverbrauches berücksichtigt (siehe Bemerkung unten).

---

*) In betreff des Dampfverbrauches werden jedoch hier bei den Eincylinder-Auspuff-Maschinen und bei den Zweicylinder-Condens.-Maschinen Spannungen bis 12 Atmosphären in betracht gezogen.

Erste Abtheilung der Tabellen.

Theoretische Tabellen.

Theor. Tab. A.

Dampfvertheilung mittelst des Muschelschiebers*) — bei Coulissensteuerung auch für den Nullpunkt der Coulisse.

(Const. lineares Voreilen; 2ϱ grösster Schieberhub).

α. Die äussere Deckung (Einlass-Schieber) betreffend.

Zeile	Voreil-Winkel δ	$\xi_0 = \varrho \sin\delta = e + v_e = i + v_i$	Aeussere Deckung e	Aeusseres lineares Voreilen v_e	Bei dem vollen Schieberhube		Bei dem kleinsten Schieberhube (Nullpunkt)	
					$\frac{l_1}{l}$ max.	$\frac{l_4}{l}$ max.	$\frac{l_1}{l}$ min.	$\frac{l_4}{l}$ min.
a	30°	0,500 ϱ	0,40 ϱ	0,100 ϱ	0,797	0,997	0,100	0,900
b	30°	0,500 ϱ	0,45 ϱ	0,050 ϱ	0,774	0,999	0,050	0,950
a′	25°	0,423 ϱ	0,327 ϱ	0,096 ϱ	0,859	0,997	0,113	0,887
b′	25°	0,423 ϱ	0,377 ϱ	0,046 ϱ	0,840	0,999	0,054	0,946
a″	20°	0,342 ϱ	0,25 ϱ	0,092 ϱ	0,912	0,998	0,135	0,865
b″	20°	0,342 ϱ	0,30 ϱ	0,042 ϱ	0,897	0,999₅	0,061	0,939

β. Die innere Deckung (Auslass-Schieber) betreffend.

Zeile	Voreil-Winkel δ	$\xi_0 = \varrho \sin\delta = e + v_e = i + v_i$	Innere Deckung i	Inneres lineares Voreilen v_i	Bei dem vollen Schieberhube		Bei dem kleinsten Schieberhube (Nullpunkt)	
					$\frac{l_2}{l}$ max.	$\frac{l_3}{l}$ max.	$\frac{l_2}{l}$ min.	$\frac{l_3}{l}$ min.
c	30°	0,500 ϱ	0	0,500 ϱ	0,933	0,933	0,500	0,500
d	30°	0,500 ϱ	0,1 ϱ	0,400 ϱ	0,906	0,956	0,400	0,600
c′	25°	0,423 ϱ	0	0,423 ϱ	0,953	0,953	0,500	0,500
d′	25°	0,423 ϱ	0,1 ϱ	0,323 ϱ	0,930	0,972	0,382	0,618
c″	20°	0,342 ϱ	0	0,342 ϱ	0,970	0,970	0,500	0,500
d″	20°	0,342 ϱ	0,1 ϱ	0,242 ϱ	0,950	0,985	0,354	0,646

Note. Die Zeilen a, b, c, d sind bei einem Schieber (für Einlass und Auslass zugleich) zusammengehörig; ebenso die Zeilen a′, b′, c′, d′ und a″, b″, c″, d″. Bei getrennten Einlass- und Auslass-Schiebern lässt sich auch a oder b mit c′ oder d′ etc. combiniren.

*) Das Analoge gilt auch für Ventilsteuerung.

B. Tabellen zur Beurtheilung der Dampfvertheilung und Dampf- mit verschiedener Einrichtung

1. Voreilwinkel $\delta = 30°$.

a) grosses lineares Voreilen:
$e = 0{,}4\ \varrho;\ i = 0;\ v_e = 0{,}1\ \varrho;\ v_i = 0{,}5\ \varrho$
(am Nullpunkte $p' = 0{,}2277\ p$).

Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,7968 (Max.)	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10 (Nullpunkt)
$\delta_i =$	30°	37° 22'	44° 25'	51° 20'	58° 31'	63° 40'	66° 25'	70° 54'	75° 58'	82° 2'	85° 41'	90°
$\varrho_i =$	ϱ	0,8238 ϱ	0,7144 ϱ	0,6404 ϱ	0,5863 ϱ	0,5579 ϱ	0,5456 ϱ	0,5291 ϱ	0,5154 ϱ	0,5049 ϱ	0,5014 ϱ	0,5000 ϱ
$\frac{l_2}{l}=\frac{l_3}{l} =$	0,9330	0,8974	0,8571	0,8124	0,7611	0,7218	0,7000	0,6636	0,6212	0,5693	0,5376	0,5000
$\frac{l_4}{l} =$	0,9969	0,9947	0,9918	0,9878	0,9818	0,9759	0,9720	0,9643	0,9529	0,9346	0,9204	0,9000
$\varepsilon =$	1,1608	1,2632	1,3956	1,5680	1,8024	2,0135	2,1428	2,3781	2,6848	3,0965	3,3577	3,6667
$\frac{1}{\varepsilon} =$	0,8614	0,7916	0,7166	0,6378	0,5548	0,4966	0,4667	0,4205	0,3725	0,3229	0,2978	0,2727
$\varepsilon_1 =$	2,2034	2,7594	3,3144	3,8200	4,2361	4,4292	4,4873	4,5088	4,4160	4,1654	3,9537	3,6667
$f_m =$	0,9364	0,8942	0,8410	0,7765	0,6982	0,6370	0,6031	0,5476	0,4857	0,4161	0,3778	0,3368
$f'_m =$	0,0335	0,0513	0,0715	0,0938	0,1195	0,1391	0,1500	0,1682	0,1894	0,2154	0,2312	0,2500
$f_v =$	1,0384	1,0758	1,1263	1,1883	1,2623	1,3178	1,3470	1,3922	1,4362	1,4736	1,4855	1,4877
$f'_v =$	0,0017	0,0029	0,0045	0,0067	0,0100	0,0133	0,0154	0,0196	0,0259	0,0360	0,0438	0,0550
$f = f_m - f'_v =$	0,9347	0,8913	0,8365	0,7698	0,6882	0,6237	0,5877	0,5279	0,4598	0,3801	0,3340	0,2818
$f' = f_v - f'_m =$	1,0049	1,0245	1,0548	1,0945	1,1429	1,1787	1,1970	1,2240	1,2468	1,2583	1,2543	1,2377

b) kleines lineares Voreilen:
$e = 0{,}45\ \varrho;\ i = 0;\ v_e = 0{,}05\ \varrho;\ v_i = 0{,}5\ \varrho$
(am Nullpunkte $p' = 0{,}1514\ p$).

Füll. $\frac{l_1}{l} =$	0,7741 (Max.)	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,05 (Nullpunkt)
$\delta_i =$	30°	35° 11'	41° 42'	48° 01'	54° 27'	59°	61° 23'	65° 13'	69° 27'	74° 21'	77° 13'	80° 32'	90°
$\varrho_i =$	ϱ	0,8678 ϱ	0,7516 ϱ	0,6726 ϱ	0,6145 ϱ	0,5833 ϱ	0,5696 ϱ	0,5507 ϱ	0,5340 ϱ	0,5193 ϱ	0,5127 ϱ	0,5069 ϱ	0,5000 ϱ
$\frac{l_2}{l}=\frac{l_3}{l} =$	0,9330	0,9087	0,8733	0,8345	0,7907	0,7575	0,7395	0,7096	0,6755	0,6349	0,6106	0,5822	0,5000
$\frac{l_4}{l} =$	0,9992	0,9988	0,9982	0,9972	0,9959	0,9945	0,9936	0,9918	0,9890	0,9845	0,9810	0,9757	0,9500
$\varepsilon =$	1,1928	1,2783	1,4205	1,6082	1,8682	2,1067	2,2557	2,5320	2,9020	3,4245	3,7750	4,2146	5,5000
$\frac{1}{\varepsilon} =$	0,8383	0,7823	0,7040	0,6218	0,5353	0,4747	0,4433	0,3950	0,3446	0,2920	0,2649	0,2373	0,1818
$\varepsilon_1 =$	2,3032	2,7598	3,4112	4,0815	4,7929	5,2704	5,5053	5,8489	6,1393	6,3374	6,3668	6,2961	5,5000
$f_m =$	0,9302	0,8978	0,8454	0,7815	0,7035	0,6422	0,6082	0,5524	0,4901	0,4196	0,3807	0,3388	0,2444
$f'_m =$	0,0335	0,0457	0,0634	0,0828	0,1047	0,1213	0,1303	0,1452	0,1623	0,1826	0,1947	0,2089	0,2500
$f_v =$	1,0414	1,0683	1,1152	1,1742	1,2486	1,3083	0,3414	1,3973	1,4602	1,5321	1,5718	1,6131	1,6826
$f'_v =$	0,0004	0,0007	0,0010	0,0015	0,0023	0,0030	0,0035	0,0045	0,0061	0,0085	0,0105	0,0134	0,0275
$f = f_m - f'_v =$	0,9297	0,8972	0,8444	0,7799	0,7012	0,6391	0,6047	0,5479	0,4840	0,4110	0,3702	0,3255	0,2169
$f' = f_v - f'_m =$	1,0079	1,0226	1,0518	1,0915	1,1439	1,1870	1,2112	1,2521	1,2980	1,3495	1,3771	1,4042	1,4326

$\vartheta = 0{,}1;\ m = 0{,}05.$

wirkung bei Maschinen mit **Coulissen**-Steuerung nach Gooch etc.
des Vertheilungsschiebers.

2. Voreilwinkel $\delta = 20^0$.

a) grosses lineares Voreilen:

$e = 0{,}25\ \varrho;\ i = 0;\ v_e = 0{,}092\ \varrho;\ v_i = 0{,}342\ \varrho$

(am Nullpunkte $p' = 0{,}2806\ p$).

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,9121 (Max.)	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,1345 (Nullpunkt)
δ_i =	20⁰	31⁰ 1′	39⁰ 1′	46⁰ 28′	53⁰ 50′	61⁰ 33′	67⁰ 8′	70⁰ 9′	75⁰ 4′	80⁰ 42′	87⁰ 31′	90⁰
ϱ_i =	ϱ	0,6637 ϱ	0,5433 ϱ	0,4717 ϱ	0,4236 ϱ	0,3890 ϱ	0,3712 ϱ	0,3636 ϱ	0,3540 ϱ	0,3466 ϱ	0,3423 ϱ	0,3420 ϱ
$\frac{l_i}{l} = \frac{l_1}{l}$ =	0,9698	0,9285	0,8885	0,8444	0,7950	0,7382	0,6943	0,6698	0,6288	0,5808	0,5217	0,5000
$\frac{l_1}{l}$ =	0,9977	0,9940	0,9897	0,9841	0,9764	0,9650	0,9539	0,9466	0,9324	0,9119	0,8796	0,8655
ε =	1,0600	1,1512	1,2513	1,3760	1,5364	1,7516	1,9418	2,0566	2,2627	2,5232	2,8585	2,9810
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,9434	0,8687	0,7992	0,7267	0,6509	0,5709	0,5150	0,4863	0,4420	0,3963	0,3498	0,3355
ε_1 =	1,5335	2,1696	2,6783	3,1198	3,4647	3,6683	3,7014	3,6770	3,5816	3,3976	3,1003	2,9810
f_m =	0,9753	0,9357	0,8915	0,8376	0,7726	0,6941	0,6331	0,5994	0,5443	0,4830	0,4144	0,3913
f'_m =	0,0151	0,0358	0,0558	0,0778	0,1025	0,1309	0,1529	0,1651	0,1856	0,2096	0,2392	0,2500
f_v =	1,0095	1,0392	1,0787	1,1290	1,1886	1,2546	1,3002	1,3224	1,3531	1,3767	1,3846	1,3813
f'_v =	0,0013	0,0033	0,0057	0,0088	0,0130	0,0193	0,0254	0,0294	0,0372	0,0485	0,0662	0,0740
$f = f_m - f'_v$ =	0,9741	0,9324	0,8858	0,8289	0,7596	0,6749	0,6078	0,5700	0,5072	0,4346	0,3482	0,3174
$f' = f_v - f'_m$ =	0,9944	1,0034	1,0229	1,0512	1,0861	1,1237	1,1474	1,1573	1,1675	1,1671	1,1454	1,1313

b) kleines lineares Voreilen:

$e = 0{,}3\ \varrho;\ i = 0;\ v_e = 0{,}042\ \varrho;\ v_i = 0{,}342\ \varrho$

(am Nullpunkte $p' = 0{,}1687\ p$).

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8969 (Max.)	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10	0,0614 (Nullpunkt)
δ_i =	20⁰	28⁰ 26′	35⁰ 40′	42⁰ 17′	48⁰ 45′	55⁰ 21′	60⁰ 1′	62⁰ 30′	66⁰ 28′	70⁰ 53′	76⁰ 4′	82⁰ 40′	90⁰
ϱ_i =	ϱ	0,7183 ϱ	0,5866 ϱ	0,5083 ϱ	0,4549 ϱ	0,4157 ϱ	0,3948 ϱ	0,3856 ϱ	0,3730 ϱ	0,3620 ϱ	0,3524 ϱ	0,3448 ϱ	0,3420 ϱ
$\frac{l_i}{l} = \frac{l_1}{l}$ =	0,9698	0,9397	0,9062	0,8699	0,8297	0,7843	0,7499	0,7309	0,6996	0,6637	0,6204	0,5638	0,5000
$\frac{l_1}{l}$ =	0,9995	0,9989	0,9982	0,9972	0,9957	0,9936	0,9915	0,9901	0,9873	0,9831	0,9763	0,9629	0,9386
ε =	1,0771	1,1643	1,2749	1,4153	1,5995	1,8540	2,0869	2,2312	2,4987	2,8548	3,3520	4,0921	4,9371
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,9284	0,8589	0,7843	0,7066	0,6252	0,5394	0,4792	0,4482	0,4002	0,3503	0,2984	0,2444	0,2025
ε_1 =	1,5861	2,1585	2,7761	3,4110	4,0571	4,7110	5,1300	5,3272	5,5884	5,7742	5,8290	5,5820	4,9371
f_m =	0,9728	0,9397	0,8971	0,8445	0,7804	0,7024	0,6411	0,6071	0,5513	0,4891	0,4187	0,3382	0,2671
f'_m =	0,0151	0,0301	0,0469	0,0651	0,0852	0,1079	0,1251	0,1346	0,1502	0,1682	0,1898	0,2181	0,2500
f_v =	1,0110	1,0344	1,0704	1,1183	1,1787	1,2539	1,3137	1,3471	1,4018	1,4624	1,5294	1,5973	1,6327
f'_v =	0,0003	0,0006	0,0010	0,0015	0,0024	0,0035	0,0047	0,0055	0,0070	0,0093	0,0130	0,0204	0,0338
$f = f_m - f'_v$ =	0,9725	0,9391	0,8961	0,8430	0,7780	0,6989	0,6364	0,6016	0,5443	0,4798	0,4056	0,3178	0,2333
$f' = f_v - f'_m$ =	0,9960	1,0043	1,0235	1,0532	1,0935	1,1460	1,1886	1,2125	1,2516	1,2943	1,3396	1,3792	1,3827

$\vartheta = 0{,}1;\ m = 0{,}05.$

C. Durchschnitts-Tabelle zur Beurtheilung der Dampfvertheilung und Dampfwirkung bei Maschinen mit Coulissen-Steuerung nach Gooch etc. mit mittelgrossem Voreilwinkel und linearem Voreilen.

Berechnet für $\delta = 25^0$; $\varepsilon = 0{,}35\ \varrho$; $i = 0$; $v_e = 0{,}0726\ \varrho$; $v_i = 0{,}4226\ \varrho$ (am Nullpunkte $p' = 0{,}2061\ p$).

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,0859 (Nullpunkt)
δ_i =	29° 15′	36° 44′	43° 37′	50° 22′	57° 20′	62° 18′	64° 57′	69° 15′	74° 5′	79° 49′	83° 16′	87° 19′	90°
ϱ_i =	0,8649 ϱ	0,7066 ϱ	0,6126 ϱ	0,5488 ϱ	0,5020 ϱ	0,4773 ϱ	0,4665 ϱ	0,4519 ϱ	0,4395 ϱ	0,4294 ϱ	0,4256 ϱ	0,4231 ϱ	0,4226 ϱ
$\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l}$ =	0,9362	0,9007	0,8620	0,8189	0,7699	0,7324	0,7117	0,6771	0,6371	0,5884	0,5586	0,5234	0,5000
$\frac{l_4}{l}$ =	0,9978	0,9960	0,9941	0,9913	0,9869	0,9827	0,9798	0,9742	0,9659	0,9524	0,9418	0,9263	0,9141
ε =	1,160	1,268	1,403	1,580	1,822	2,041	2,176	2,424	2,748	3,192	3,478	3,823	4,047
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,8619	0,7889	0,7127	0,6330	0,5489	0,4899	0,4595	0,4126	0,3638	0,3133	0,2875	0,2616	0,2471
ε_1 =	2,179	2,767	3,366	3,933	4,441	4,716	4,820	4,916	4,906	4,727	4,539	4,258	4,047
f_m =	0,9385	0,8953	0,8424	0,7780	0,6998	0,6385	0,6046	0,5490	0,4869	0,4169	0,3784	0,3371	0,3125
f_m' =	0,0319	0,0496	0,0690	0,0905	0,1151	0,1338	0,1441	0,1614	0,1814	0,2058	0,2207	0,2383	0,2500
f_v =	1,0363	1,0739	1,1238	1,1859	1,2612	1,3192	1,3505	1,4002	1,4517	1,5010	1,5217	1,5351	1,5370
f_v' =	0,0012	0,0022	0,0032	0,0048	0,0072	0,0095	0,0111	0,0142	0,0188	0,0262	0,0320	0,0405	0,0472
$f = f_m - f_v'$ =	0,9372	0,8931	0,8392	0,7732	0,6926	0,6289	0,5935	0,5348	0,4681	0,3907	0,3464	0,2966	0,2653
$f' = f_v - f_m'$ =	1,0045	1,0242	1,0548	1,0954	1,1461	1,1854	1,2064	1,2388	1,2702	1,2952	1,3010	1,2968	1,2870

Note. Die Emissions-Spannung p' nehmen wir bei grösseren Füllungen je nach der absol. Admissions-Spannung p an, wie folgt:

für p =	2½	3	3½	4	4½	5	6	7	8	9	10	Kgr. od. Atmosph.
p' =	1,125	1,140	1,155	1,170	1,185	1,20	1,23	1,26	1,29	1,32	1,35	„ „ „ (für Auspuff-M.)

$\vartheta = 0{,}1$; $m = 0{,}05$.

Theor. Tab. D.

Werthe der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung p_m

mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) Werthen

der mittleren (hinderlichen) Vorderdampfspannung p_v

bei Auspuff-Maschinen mit **Coulissen**-Steuerung.

(Entsprechend der Einrichtung nach der linksseitigen Tabelle.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,0859 (Nullpunkt)
$p = 3$	2,852 (1,185)	2,743 (1,231)	2,606 (1,291)	2,437 (1,366)	2,231 (1,459)	2,068 (1,533)	1,978 (1,573)	1,828 (1,611)	.	.	.	.	.
$3^1/_2$	3,322 (1,201)	3,191 (1,248)	3,028 (1,309)	2,828 (1,387)	2,582 (1,482)	2,389 (1,557)	2,282 (1,599)	2,105 (1,644)	.	.	.	.	.
4	3,792 (1,217)	3,639 (1,265)	3,450 (1,328)	3,218 (1,407)	2,934 (1,505)	2,711 (1,582)	2,587 (1,625)	2,383 (1,676)	2,148 (1,677)	.	.	.	.
$4^1/_2$	4,261 (1,234)	4,088 (1,283)	3,872 (1,346)	3,608 (1,427)	3,285 (1,527)	3,032 (1,606)	2,891 (1,650)	2,660 (1,709)	2,397 (1,732)	.	.	.	.
$p = 5$	4,731 (1,250)	4,536 (1,300)	4,295 (1,365)	3,999 (1,447)	3,637 (1,549)	3,353 (1,631)	3,196 (1,676)	2,937 (1,742)	2,646 (1,788)	2,316 (1,822)	2,133 (1,824)	.	.
$5^1/_2$	5,201 (1,266)	4,984 (1,317)	4,717 (1,383)	4,389 (1,467)	3,989 (1,572)	3,674 (1,655)	3,500 (1,702)	3,215 (1,775)	2,895 (1,843)	2,536 (1,913)	2,337 (1,944)	2,127 (1,979)	2,002 (2,002)
6	5,670 (1,282)	5,433 (1,334)	5,139 (1,402)	4,779 (1,487)	4,340 (1,594)	3,996 (1,680)	3,805 (1,728)	3,493 (1,807)	3,145 (1,898)	2,755 (2,003)	2,542 (2,064)	2,316 (2,136)	2,184 (2,184)
$6^1/_2$	6,140 (1,298)	5,881 (1,351)	5,561 (1,420)	5,170 (1,508)	4,692 (1,617)	4,317 (1,704)	4,109 (1,754)	3,770 (1,841)	3,393 (1,949)	2,973 (2,090)	2,745 (2,177)	2,505 (2,286)	2,366 (2,366)
$p = 7$	6,610 (1,314)	6,330 (1,369)	5,984 (1,438)	5,560 (1,528)	5,044 (1,639)	4,638 (1,729)	4,414 (1,779)	4,048 (1,874)	3,642 (2,001)	3,192 (2,176)	2,948 (2,290)	2,694 (2,436)	2,548 (2,548)
8	7,549 (1,346)	7,226 (1,403)	6,828 (1,475)	6,341 (1,568)	5,747 (1,684)	5,281 (1,778)	5,023 (1,831)	4,603 (1,941)	4,139 (2,103)	3,629 (2,349)	3,355 (2,516)	3,071 (2,737)	2,912 (2,912)
9	8,488 (1,378)	8,123 (1,437)	7,672 (1,512)	7,122 (1,609)	6,450 (1,729)	5,923 (1,827)	5,632 (1,883)	5,158 (2,008)	4,637 (2,205)	4,066 (2,521)	3,762 (2,742)	3,449 (3,037)	3,276 (3,276)
10	9,428 (1,411)	9,020 (1,472)	8,517 (1,549)	7,902 (1,649)	7,153 (1,775)	6,566 (1,876)	6,241 (1,934)	5,713 (2,074)	5,134 (2,308)	4,502 (2,694)	4,168 (2,968)	3,826 (3,337)	3,640 (3,640)

$$p_m = f_m p + f'_m p'; \quad p_v = f_v p' + f'_v p$$

E.

Tabelle zur Beurtheilung der Dampfvertheilung und Dampfwirkung bei Maschinen mit separater Einlass-Coulisse.

1.

Einlass-Schieber: $\delta = 30^0$, $e = 0,45\ \varrho$, $v_e = 0,05\ \varrho$

Auslass-Schieber: $\delta = 30^0$, $i = 0$, $v_i = 0,5\ \varrho$, $\frac{l_2}{l} = \frac{l_3}{l} = 0,933$

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,7741	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\frac{l_4}{l}$ =	0,9992	0,9988	0,9982	0,9972	0,9959	0,9945	0,9936	0,9918	0,9890	0,9845	0,9810	0,9757
ε =	1,193	1,311	1,512	1,787	2,184	2,565	2,809	3,277	3,932	4,915	5,617	6,553
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,8384	0,7630	0,6612	0,5595	0,4578	0,3899	0,3561	0,3052	0,2543	0,2035	0,1780	0,1526
ε_i =	2,303	2,285	2,259	2,216	2,163	2,108	2,075	2,010	1,918	1,786	1,695	1,575
f_m =	0,9302	0,9057	0,8619	0,8043	0,7303	0,6700	0,6361	0,5797	0,5157	0,4428	0,4022	0,3584
f'_m =	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335	0,0335
f_v =	1,0413	1,0410	1,0401	1,0387	1,0372	1,0353	1,0342	1,0319	1,0283	1,0229	1,0187	0,0125
f'_v =	0,0004	0,0007	0,0010	0,0015	0,0023	0,0030	0,0035	0,0045	0,0060	0,0085	0,0105	0,0134
$f = f_m - f'_v$ =	0,9298	0,9050	0,8609	0,8028	0,7280	0,6670	0,6326	0,5752	0,5097	0,4343	0,3917	0,3450
$f' = f_v - f'_m$ =	1,0078	1,0075	1,0066	1,0052	1,0037	1,0018	1,0007	0,9984	0,9948	0,9894	0,9852	0,9790

2.

Einlass-Schieber: $\delta = 20^0$, $e = 0,3\ \varrho$, $v_e = 0,042\ \varrho$

Auslass-Schieber: $\delta = 25^0$, $i = 0,1\ \varrho$, $v_i = 0,323\ \varrho$, $\frac{l_2}{l} = 0,930$; $\frac{l_3}{l} = 0,972$

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\frac{l_4}{l}$ =	0,9989	0,9982	0,9972	0,9957	0,9936	0,9915	0,9901	0,9873	0,9831	0,9763	0,9709	0,9629
ε =	1,202	1,363	1,572	1,858	2,261	2,666	2,920	3,407	4,088	5,110	5,840	6,813
$\frac{1}{\varepsilon}$ =	0,8317	0,7339	0,6360	0,5382	0,4403	0,3751	0,3425	0,2935	0,2446	0,1957	0,1712	0,1468
ε_i =	2,348	2,317	2,273	2,210	2,128	2,051	2,002	1,914	1,794	1,628	1,517	1,378
f_m =	0,9515	0,9181	0,8728	0,8135	0,7378	0,6764	0,6419	0,5847	0,5199	0,4461	0,4051	0,3609
f'_m =	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140	0,0140
f_v =	1,0441	1,0432	1,0418	1,0400	1,0371	1,0345	1,0325	1,0291	1,0238	1,0155	1,0093	1,0004
f'_v =	0,0006	0,0010	0,0015	0,0024	0,0035	0,0047	0,0054	0,0070	0,0093	0,0130	0,0160	0,0204
$f = f_m - f'_v$ =	0,9509	0,9171	0,8713	0,8111	0,7343	0,6717	0,6365	0,5777	0,5106	0,4331	0,3891	0,3405
$f' = f_v - f'_m$ =	1,0301	1,0292	1,0278	1,0260	1,0231	1,0205	1,0185	1,0151	1,0098	1,0015	0,9953	0,9864

Theor. Tab. E'.

Durchschnittswerthe aus der linksseitigen Doppeltabelle für Maschinen mit separater Einlass-Coulisse.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$\frac{l_4}{l}$ =	0,9990	0,9985	0,9977	0,9965	0,9948	0,9930	0,9919	0,9896	0,9861	0,9804	0,9760	0,9693
s =	1,18	1,34	1,54	1,82	2,23	2,62	2,86	3,34	4,01	5,01	5,73	6,68
$\frac{1}{s}$ =	0,848	0,748	0,649	0,549	0,449	0,382	0,349	0,299	0,249	0,200	0,175	0,150
s_1 =	2,329	2,301	2,266	2,213	2,145	2,080	2,039	1,962	1,856	1,707	1,606	1,476
f_m =	0,9452	0,9119	0,8674	0,8089	0,7341	0,6732	0,6390	0,5822	0,5178	0,4445	0,4037	0,3597
f'_m =	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238	0,0238
f_v =	1,0428	1,0421	1,0410	1,0394	1,0372	1,0349	1,0334	1,0305	1,0261	1,0192	1,0140	1,0065
f'_v =	0,0005	0,0009	0,0013	0,0020	0,0029	0,0039	0,0045	0,0058	0,0077	0,0108	0,0133	0,0169
$f = f_m - f'_v$ =	0,9447	0,9111	0,8661	0,8070	0,7312	0,6694	0,6346	0,5765	0,5102	0,4337	0,3904	0,3428
$f' = f_v - f'_m$ =	1,0190	1,0184	1,0172	1,0156	1,0134	1,0112	1,0096	1,0068	1,0023	0,9955	0,9903	0,9827

Note. Die Emissions-Spannung p' nehmen wir bei den Auspuff-Maschinen mit separater Einlass-Coulisse je nach der absoluten Admissions-Spannung p an, wie folgt:

für p =	2½	3	3½	4	4½	5	6	7	8	9	10	Kgr. od. Atmosph.
p' =	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15	1,17	1,19	1,21	1,23	1,25	„ „ „

Theor. Tab. F.

Tabelle zur Beurtheilung **der Dampfvertheilung und Dampfwirkung** bei **Eincylinder**-Maschinen mit **Expansions**-Steuerung für verschiedene Grössen des schädl. Raumes (m) bei **mässiger Drosslung** ($\vartheta = 0$ bis 0,10).

$$\frac{l_2}{l} = 0{,}94; \quad \frac{l_3}{l} = 0{,}96; \quad \frac{l_4}{l} = 0{,}998.$$

Füllung $\frac{l_1}{l}$	Wahre Expansionsgrade ε nebst $\frac{1}{\varepsilon}$ für						Werthe des Spannungs-Coëfficienten f für									Füllung $\frac{l_1}{l}$
	$m = 0{,}05$		$m = 0{,}035$		$m = 0{,}025$		$m = 0{,}05$		$m = 0{,}035$			$m = 0{,}025$				
	ε	$\frac{1}{\varepsilon}$	ε	$\frac{1}{\varepsilon}$	ε	$\frac{1}{\varepsilon}$	$\vartheta = 0{,}1$	$\vartheta = 0{,}05$	$\vartheta = 0{,}1$	$\vartheta = 0{,}075$	$\vartheta = 0{,}05$	$\vartheta = 0{,}1$	$\vartheta = 0{,}05$	$\vartheta = 0.025$	$\vartheta = 0$	
0,8	1,188	0,842	1,192	0,839	1,194	0,838	0,946	0,954	0,946	0,950	0,954	0,946	0,954	.	.	0,8
0,7	1,347	0,743	1,354	0,739	1,359	0,736	0,913	0,925	0,913	0,919	0,924	0,912	0,924	.	.	0,7
0,6	1,554	0,644	1,567	0,638	1,576	0,635	0,868	0,883	0,867	0,875	0,882	0,866	0,881		.	0,6
0,5	1,836	0,545	1,860	0,538	1,876	0,533	0,809	0,827	0,807	0,816	0,825	0,806	0,823	0,838	0,846	0,5
0,4	2,244	0,446	2,287	0,437	2,318	0,432	0,734	0,753	0,731	0,740	0,749	0,728	0,747	0,761	0,770	0,4
0,333	2,635	0,380	2,702	0,370	2,749	0,364	0,673	0,692	0,668	0,678	0,687	0,665	0,683	0,697	0,706	0,333
0,3	2,886	0,347	2,970	0,337	3,031	0,330	0,639	0,658	0,633	0,643	0,652	0,629	0,648	0,661	0,670	0,3
0,25	3,367	0,297	3,491	0,286	3,582	0,279	0,582	0,600	0,575	0,584	0,593	0,570	0,588	0,600	0,609	0,25
0,20	4,040	0,248	4,234	0,236	4,378	0,228	0,517	0,535	0,508	0,517	0,526	0,502	0,519	0,530	0,539	0,20
0,15	5,050	0,198	5,378	0,186	5,629	0,178	0,444	0,460	0,432	0,440	0,448	0,424	0,430	0,449	0,457	0,15
0,125	5,772	0,173	6,219	0,161	6,567	0,152	0,403	0,418	0,390	0,397	0,405	0,381	0,394	0,404	0,411	0,125
0,10	6,733	0,149	7,370	0,136	7,880	0,127	0,359	0,373	0,344	0,351	0,358	0,333	0,346	0,355	0,361	0,10
0,07	8,417	0,119	9,476	0,106	10,368	0,097	0,301	0,314	0,283	0,289	0,295	0,271	0,282	0,289	0,294	0,07
0,05	10,100	0,099	11,706	0,085	13,133	0,076	0,259	0,270	0,239	0,244	0,249	0,224	0,234	0,240	0,245	0,05
0,04	11,222	0,089	13,267	0,075	15,154	0,066	0,236	0,249	0,215	.	.	0,199	0,208	0,213	0,218	0,04
	$\varepsilon_1 = 2{,}116$		$\varepsilon_1 = 2{,}567$		$\varepsilon_1 = 3{,}148$		$f' = 1{,}013$; $f_v = 1{,}033$		$f' = 1{,}024$; $f_v = 1{,}044$			$f' = 1{,}031$; $f_v = 1{,}051$				
							$f_m = f + 0{,}001$; ($f'_m = 0{,}020$; $f'_v = 0{,}001$).									

Note. Für Auspuff $p' = 1{,}13$; $f'p' = 1{,}15$
„ Condens. $p' = 0{,}21$; $f'p' = 0{,}22$

Note. Die Angaben über ε_1; f' etc. unterhalb der Tabelle gelten für Maschinen mit der unvermeidlichen (unbedeutenden) Compression; für solche mit bedeutender Compression sind die analogen Angaben in der folgenden Theor. Tab. F' und F'' angeführt.

Zur theor. Tab. F.

Werthe des Spannungs-Coëfficienten f für Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung

bei **starker Drosslung** ($\vartheta = 0{,}1$ bis $0{,}3$).

Füllung $\frac{l_1}{l}$	Werthe des Spannungs-Coëfficienten f für															Füllung $\frac{l_1}{l}$
	$m = 0{,}05$					$m = 0{,}035$					$m = 0{,}025$					
	$\vartheta =$ 0,10	$\vartheta =$ 0,15	$\vartheta =$ 0,20	$\vartheta =$ 0,25	$\vartheta =$ 0,30	$\vartheta =$ 0,10	$\vartheta =$ 0,15	$\vartheta =$ 0,20	$\vartheta =$ 0,25	$\vartheta =$ 0,30	$\vartheta =$ 0,10	$\vartheta =$ 0,15	$\vartheta =$ 0,20	$\vartheta =$ 0,25	$\vartheta =$ 0,30	
0,8	0,946	0,938	0,929	0,921	0,913	0,946	0,938	0,929	0,921	0,913	0,946	0,937	0,929	0,921	0,913	**0,8**
0,7	0,913	0,901	0,889	0,877	0,865	0,913	0,901	0,889	0,877	0,865	0,912	0,900	0,888	0,876	0,865	**0,7**
0,6	0,868	0,853	0,838	0,823	0,808	0,867	0,852	0,837	0,822	0,807	0,866	0,851	0,836	0,822	0,807	**0,6**
0,5	0,809	0,792	0,775	0,757	0,740	0,807	0,790	0,773	0,756	0,739	0,806	0,789	0,772	0,755	0,737	**0,5**
0,4	0,734	0,715	0,697	0,678	0,659	0,731	0,712	0,694	0,675	0,657	0,728	0,710	0,692	0,673	0,655	**0,4**
0,333	0,673	0,654	0,635	0,616	0,597	0,668	0,650	0,631	0,612	0,593	0,665	0,646	0,628	0,609	0,591	**0,333**
0,3	0,639	0,620	0,601	0,582	0,563	0,633	0,615	0,596	0,577	0,559	0,629	0,611	0,592	0,574	0,555	**0,3**
0,25	0,582	0,563	0,545	0,526	0,508	0,575	0,557	0,539	0,520	0,502	0,570	0,552	0,534	0,516	0,498	**0,25**
0,20	0,517	0,499	0,482	0,464	0,446	0,508	0,491	0,474	0,456	0,439	0,502	0,485	0,468	0,451	0,435	**0,20**
0,15	0,444	0,427	0,411	0,394	0,378	0,432	0,417	0,401	0,385	0,369	0,424	0,409	0,394	0,378	0,363	**0,15**
0,125	0,403	0,387	0,372	0,356	0,341	0,390	0,375	0,360	0,345	0,331	0,381	0,366	0,352	0,338	0,324	**0,125**
0,10	0,359	0,344	0,330	0,315	0,301	0,344	0,330	0,317	0,303	0,289	0,333	0,320	0,307	0,294	0,281	**0,10**
0,07	0,301	0,288	0,275	0,262	0,249	0,283	0,271	0,259	0,247	0,235	0,271	0,259	0,248	0,237	0,226	**0,07**
0,05	0,259	0,247	0,235	0,223	0,212	0,239	0,228	0,217	0,207	0,196	0,224	0,214	0,205	0,195	0,185	**0,05**
0,04	0,236	0,225	0,214	0,203	0,192	0,215	0,205	0,195	0,185	0,176	0,199	0,190	0,181	0,172	0,163	**0,04**
$\frac{p}{p_0} =$	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	$= \frac{p}{p_0}$

Note. Ausgenommen die Werthe von f gelten sämmtliche übrigen Angaben der linksseitigen Tabelle (für mässige Drosslung) auch hier (für starke Drosslung). In der untersten Zeile erscheinen hier auf Beobachtungen gestützte (mittlere) Angaben über das zu der jeweiligen Grösse von ϑ zugehörige Verhältniss $\frac{p}{p_0}$ unter der Voraussetzung, dass die Abdrosslung lediglich am Admissionsventil (und keineswegs am Kessel-Sperrventil) erfolgt; z. B. für die Abdrosslung einer absoluten Kesselspannung $p_0 = 7$ Atm. auf eine mittlere Admissions-Spannung $p = 4{,}5$ Atm. d. h. für $\frac{p}{p_0} = 0{,}64$ ist $\vartheta = 0{,}20$, d. h. die Admissions-Endspannung $p_2 = (1 - \vartheta)\, p = 0{,}8\, p$ neben den zugehörigen Werthen von f in die Rechnung zu nehmen etc. (Dabei wird vorausgesetzt, dass die Maschine weder mit einer sehr grossen noch mit einer gar zu kleinen Füllung arbeitet).

Theor. Tab. F'.

Angaben für **Eincylinder-Maschinen** (mit Expansions-Steuerung) bei **bedeutender Compression**

nach dem einfachen **Mariotte**'schen Gesetze ($PV =$ Const.).

[Es bedeutet: $\frac{l_2}{l}$ den relativen Kolbenweg bei Beginn der Compression oder das Ausströmungsverhältniss; $\varepsilon_{,}$ den Compressionsgrad, p_e die Compress.-Endspannung; f' den Spannungs-Coëfficienten für p'.]

$\frac{l_2}{l}$	m = 0,05				m = 0,035				m = 0,025				$\frac{l_2}{l}$
	$\varepsilon_{,}$	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	$\varepsilon_{,}$	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	$\varepsilon_{,}$	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	
0,94	2,115	2,62	0,51	1,013	2,567	3,18	0,62	1,021	3,148	3,90	0,76	1,031	0,94
0,90	2,885	3,08	0,69	1,060	3,648	4,52	0,88	1,082	4,630	5,74	1,11	1,104	0,90
0,85	3,846	4,77	0,92	1,131	5,000	6,20	1,20	1,170	6,481	8,04	1,56	1,203	0,85
0,80	4,808	5,96	1,15	1,217	6,351	7,88	1,52	1,265	8,333	10,33	2,00	1,314	0,80
0,75	5,769	7,15	1,39	1,312	7,702	9,55	1,85	1,380	10,185	.	2,44	1,445	0,75
0,70	6,731	8,35	1,62	1,422	9,054	11,23	2,17	1,502	12,037	.	2,89	1,583	0,70
0,65	7,692	9,54	1,85	1,532	10,405	.	2,50	1,635	13,889	.	3,33	1,727	0,65
0,60	8,654	10,73	2,08	1,658	11,757	.	2,82	1,772	15,741	.	3,78	1,886	0,60
0,55	9,616	.	2,31	1,781	13,108	.	3,15	1,917	17,593	.	4,22	2,046	0,55
0,50	10,577	.	2,54	1,919	14,460	.	3,47	2,068	19,444	.	4,67	2,215	0,50
0,45	11,539	.	2,77	2,053	15,811	.	3,79	2,226	21,296	.	5,11	2,390	0,45
0,40	12,500	.	3,00	2,200	17,162	.	4,12	2,385	23,148	.	5,56	2,566	0,40
0,35	13,462	.	3,23	2,336	18,513	.	4,44	2,553	25,000	.	6,00	2,750	0,35
0,30	14,423	.	3,46	2,498	19,865	.	4,77	2,718	26,852	.	6,45	2,934	0,30
0,25	15,385	.	3,69	2,635	21,216	.	5,09	2,884	28,704	.	6,89	3,120	0,25
0,20	16,346	.	3,93	2,810	22,567	.	5,42	3,067	30,556	.	7,33	3,317	0,20
0,15	17,308	.	4,15	2,968	23,918	.	5,74	3,251	32,407	.	7,78	3,512	0,15
0,10	18,269	.	4,38	3,136	25,270	.	6,07	3,429	34,259	.	8,22	3,714	0,10

Hiernach ergibt sich für **Auspuff-Maschinen ohne** Dampfhemd:

	für p_e =	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
m = 0,05	f' =	1,03	1,06	1,08	1,11	1,14	1,18	1,22	1,26	1,31	1,39	1,48	1,58
m = 0,05	$\frac{l_2}{l}$ =	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,72	0,67	0,63
m = 0,035	f' =	.	1,04	1,06	1,08	1,10	1,13	1,15	1,19	1,21	1,26	1,32	1,39
m = 0,035	$\frac{l_2}{l}$ =	.	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,83	0,80	0,77	0,74

Für **Auspuff-Masch. mit** Dampfhemd folgt aus Tab. F'' 2 ($k = 1,1$):

	für p_e =	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
m = 0,05	f' =	1,02	1,04	1,07	1,11	1,13	1,16	1,19	1,22	1,25	1,33	1,43	1,49
m = 0,05	$\frac{l_2}{l}$ =	0,93	0,92	0,90	0,88	0,87	0,85	0,83	0,82	0,80	0,77	0,73	0,70
m = 0,035	f' =	.	1,03	1,04	1,07	1,09	1,11	1,13	1,16	1,18	1,23	1,28	1,35
m = 0,035	$\frac{l_2}{l}$ =	.	0,94	0,93	0,92	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86	0,83	0,81	0,79

Zusammenstellung aus d. theor. Tab. F' und F'' für Eincylinder-Masch. mit Condens.

Werthe von f' mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) Werthen von $\frac{l_2}{l}$. Allgem. $PV^k =$ Const.

($k = 0,9$ wurde für die Anwendung bei Masch. ohne Hemd, $k = 1,1$ bei Masch. mit Hemd als giltig angenommen.)

p_e	m = 0,05				m = 0,035				m = 0,025				p_e
	k = 0,9	k = 1	k = 1,1	k = 1,2	k = 0,9	k = 1	k = 1,1	k = 1,2	k = 0,9	k = 1	k = 1,1	k = 1,2	
1	1,19 (0,80)	1,17 (0,83)	1,14 (0,86)	1,12 (0,88)	1,14 (0,85)	1,11 (0,88)	1,10 (0,90)	1,09 (0,91)	1,10 (0,89)	1,06 (0,91)	1,06 (0,93)	1,06 (0,94)	1
1½	1,44 (0,64)	1,38 (0,72)	1,31 (0,78)	1,27 (0,82)	1,31 (0,74)	1,26 (0,81)	1,22 (0,85)	1,20 (0,87)	1,24 (0,82)	1,19 (0,86)	1,16 (0,89)	1,14 (0,90)	1½
2	1,74 (0,49)	1,62 (0,62)	1,52 (0,70)	1,44 (0,75)	1,54 (0,64)	1,43 (0,73)	1,36 (0,80)	1,31 (0,83)	1,39 (0,75)	1,31 (0,80)	1,27 (0,84)	1,23 (0,87)	2
2½	2,12 (0,34)	1,89 (0,51)	1,75 (0,62)	1,65 (0,69)	1,79 (0,53)	1,64 (0,65)	1,52 (0,74)	1,45 (0,78)	1,58 (0,66)	1,46 (0,75)	1,39 (0,80)	1,33 (0,84)	2½
3	2,51 (0,19)	2,20 (0,40)	2,00 (0,53)	1,87 (0,62)	2,08 (0,42)	1,85 (0,57)	1,70 (0,67)	1,59 (0,73)	1,78 (0,58)	1,62 (0,69)	1,51 (0,76)	1,43 (0,80)	3
3½	.	2,52 (0,29)	2,26 (0,46)	2,08 (0,57)	2,38 (0,30)	2,07 (0,50)	1,89 (0,62)	1,74 (0,69)	1,99 (0,50)	1,78 (0,64)	1,64 (0,72)	1,54 (0,77)	3½
4	.	2,87 (0,19)	2,53 (0,38)	2,29 (0,51)	2,69 (0,19)	2,30 (0,42)	2,08 (0,56)	1,91 (0,65)	2,23 (0,42)	1,97 (0,58)	1,79 (0,67)	1,66 (0,74)	4
4½	.	.	2,84 (0,31)	2,50 (0,45)	.	2,57 (0,35)	2,28 (0,50)	2,08 (0,61)	2,48 (0,32)	2,15 (0,52)	1,93 (0,64)	1,78 (0,71)	4½
5	.	.	3,13 (0,23)	2,75 (0,40)	.	2,84 (0,26)	2,50 (0,45)	2,25 (0,57)	2,74 (0,24)	2,34 (0,46)	2,08 (0,60)	1,90 (0,69)	5
5½	.	.	3,42 (0,15)	3,01 (0,35)	.	3,11 (0,19)	2,71 (0,40)	2,42 (0,54)	3,00 (0,15)	2,54 (0,41)	2,24 (0,56)	2,03 (0,66)	5½
6	.	.	.	3,25 (0,30)	.	3,39 (0,11)	2,93 (0,34)	2,61 (0,50)	.	2,75 (0,35)	2,40 (0,52)	2,17 (0,63)	6
6½	.	.	.	3,46 (0,24)	.	.	3,15 (0,29)	2,80 (0,46)	.	2,96 (0,30)	2,57 (0,49)	2,30 (0,61)	6½
7	.	.	.	3,70 (0,19)	.	.	3,38 (0,24)	3,01 (0,43)	.	3,17 (0,24)	2,74 (0,45)	2,43 (0,58)	7
8	.	.	.	.	.	.	3,83 (0,15)	3,39 (0,35)	.	3,61 (0,13)	3,08 (0,38)	2,72 (0,53)	8

Theor. Tab. F''.

Angaben für **Eincylinder-Maschinen** (mit Expansions-Steuerung)

bei **bedeutender Compression** nach dem Gesetze $PV^{k} =$ Const.

(Bezeichnungen wie in der Theor. Tab. *F'*.)

1) Nach d. Ges. $PV^{0,9} =$ Const. (insbesond. f. Condens.-Masch. ohne Dampfhemd).

$\frac{l_2}{l}$	m = 0,05				m = 0,035				m = 0,025				$\frac{l_2}{l}$
	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	
0,94	2,115	2,42	0,47	1,009	2,567	2,90	0,56	1,017	3,148	3,48	0,67	1,025	0,94
0,90	2,885	3,22	0,62	1,050	3,648	3,97	0,77	1,067	4,630	4,93	0,95	1,086	0,90
0,85	3,846	4,17	0,81	1,113	5,000	5,28	1,02	1,139	6,481	6,67	1,29	1,168	0,85
0,80	4,808	5,10	0,99	1,185	6,351	6,55	1,27	1,223	8,333	8,36	1,62	1,262	0,80
0,75	5,769	6,00	1,16	1,266	7,702	7,79	1,51	1,317	10,185	10,01	1,94	1,369	0,75
0,70	6,731	6,80	1,33	1,356	9,054	9,03	1,74	1,419	12,037	11,64	2,25	1,481	0,70
0,65	7,692	7,78	1,51	1,450	10,405	10,21	1,98	1,523	13,889	.	2,56	1,600	0,65
0,60	8,654	8,65	1,67	1,550	11,757	11,14	2,21	1,638	15,741	.	2,87	1,726	0,60
0,55	9,616	9,51	1,84	1,661	13,108	.	2,43	1,755	17,593	.	3,17	1,854	0,55
0,50	10,577	10,60	2,05	1,773	14,460	.	2,66	1,876	19,444	.	3,47	1,984	0,50
0,45	11,539	.	2,17	1,877	15,811	.	2,88	2,000	21,296	.	3,76	2,121	0,45
0,40	12,500	.	2,33	1,990	17,162	.	3,10	2,127	23,148	.	4,06	2,259	0,40
0,35	13,462	.	2,49	2,103	18,513	.	3,32	2,260	25,000	.	4,35	2,401	0,35
0,30	14,423	.	2,65	2,228	19,865	.	3,53	2,391	26,852	.	4,64	2,546	0,30
0,25	15,385	.	2,81	2,353	21,216	.	3,75	2,529	28,704	.	4,93	2,696	0,25
0,20	16,346	.	2,97	2,477	22,567	.	3,97	2,664	30,556	.	5,21	2,842	0,20
0,15	17,308	.	3,12	2,605	23,918	.	4,18	2,802	32,407	.	5,49	2,995	0,15
0,10	18,269	.	3,28	2,735	25,270	.	4,39	2,947	34,259	.	5,77	3,147	0,10

2) Nach d. Ges. $PV^{1,1} =$ Const. (insbesondere für Maschinen mit Dampfhemd).

$\frac{l_2}{l}$	m = 0,05				m = 0,035				m = 0,025				$\frac{l_2}{l}$
	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	
0,94	2,115	2,81	0,54	1,016	2,567	3,50	0,68	1,026	3,148	4,38	0,85	1,037	0,94
0,90	2,885	3,98	0,77	1,070	3,648	5,15	1,00	1,093	4,630	6,69	1,30	1,118	0,90
0,85	3,846	5,46	1,06	1,155	5,000	7,28	1,41	1,195	6,481	9,69	1,88	1,234	0,85
0,80	4,808	6,98	1,35	1,253	6,351	9,47	1,83	1,312	8,333	12,77	2,47	1,374	0,80
0,75	5,769	8,52	1,65	1,367	7,702	11,71	2,27	1,448	10,185	.	3,08	1,528	0,75
0,70	6,731	10,10	1,95	1,496	9,054	13,99	2,71	1,598	12,037	.	3,71	1,703	0,70
0,65	7,692	11,70	2,26	1,628	10,405	.	3,16	1,751	13,889	.	4,34	1,889	0,65
0,60	8,654	13,32	2,58	1,782	11,757	.	3,61	1,930	15,741	.	4,98	2,081	0,60
0,55	9,616	.	2,89	1,939	13,108	.	4,07	2,130	17,593	.	5,62	2,289	0,55
0,50	10,577	.	3,21	2,101	14,460	.	4,53	2,298	19,444	.	6,28	2,498	0,50
0,45	11,539	.	3,54	2,277	15,811	.	5,00	2,498	21,296	.	6,94	2,721	0,45
0,40	12,500	.	3,86	2,448	17,162	.	5,47	2,695	23,148	.	7,61	2,944	0,40
0,35	13,462	.	4,19	2,634	18,513	.	5,95	2,904	25,000	.	8,28	3,182	0,35
0,30	14,423	.	4,52	2,820	19,865	.	6,43	3,119	26,852	.	8,96	3,417	0,30
0,25	15,385	.	4,85	3,005	21,216	.	6,91	3,341	28,704	.	9,64	3,666	0,25
0,20	16,346	.	5,19	3,212	22,567	.	7,40	3,564	30,556	.	10,32	3,913	0,20
0,15	17,308	.	5,53	3,421	23,918	.	7,89	3,795	32,407	.	11,01	4,178	0,15
0,10	18,269	.	5,86	3,623	25,270	.	8,38	4,028	34,259	.	.	4,431	0,10

3) Nach dem Gesetze $PV^{1,2} =$ Const. (event. für Maschinen mit Dampfhemd bei möglichst wenig feuchtem Dampfe).

$\frac{l_2}{l}$	m = 0,05				m = 0,035				m = 0,025				$\frac{l_2}{l}$
	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	ε_1	p_e bei Ausp.	p_e bei Cond.	f'	
0,94	2,115	3,03	0,59	1,019	2,567	3,84	0,74	1,031	3,148	4,91	0,95	1,044	0,94
0,80	4,808	8,16	1,58	1,293	6,351	11,40	2,21	1,365	8,333	15,79	3,06	1,443	0,80
0,70	6,731	12,22	2,37	1,581	9,054	.	3,38	1,710	12,037	.	4,75	1,846	0,70
0,60	8,654	.	3,13	1,925	11,757	.	4,62	2,117	15,741	.	6,56	2,316	0,60
0,50	10,577	.	4,07	2,315	14,460	.	5,92	2,574	19,444	.	8,45	2,841	0,50
0,40	12,500	.	4,97	2,743	17,162	.	7,27	3,073	23,148	.	10,41	3,412	0,40
0,30	14,423	.	5,90	3,206	19,865	.	8,67	3,609	26,852	.	.	4,022	0,30
0,20	16,346	.	7,00	3,698	22,567	.	10,10	4,178	30,556	.	.	4,669	0,20
0,10	18,269	.	7,84	4,217	25,270		11,57	4,776	34,259	.	.	5,345	0,10

Theor. Tab. G.

Werthe der Spannungs-Coëfficienten f für Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung.

(Mit rechtzeitiger Absperrung des Expansions-Cylinders und Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder.)

Charakter	Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$	a) Masch. ohne (geheizten) Receiv. (Corr. Woolf-M. resp. Masch. mit kaltem Receiver)				b) Masch. mit (geheiztem) Receiver (Receiver-Woolf- und Compound-Maschinen					Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$
		beiläuf. Cylinder-Volum.-Verh. $\frac{v}{V}$				beiläuf. Cylinder-Volum.-Verh. $\frac{v}{V}$					
		0,40 (1:2,5)	0,333 (1:3)	0,29 (1:3,5)	0,25 (1:4)	0,50 (1:2)	0,45 (1:2,2)	0,40 (1:2,5)	0,333 (1:3)	0,30 (3:10)	
A. Bei kleinem (3%) schädlichem Raume des Expansions-Cylinders	0,25	0,548	0,543	0,534	0,524	0,576	0,572	0,568	0,563	0,560	0,25
	0,20	0,484	0,479	0,472	0,464	0,512	0,507	0,503	0,499	0,495	0,20
	0,15	0,408	0,404	0,398	0,391	0,437	0,432	0,428	0,424	0,420	0,15
	0,125	0,365	0,361	0,356	0,350	0,395	0,390	0,386	0,382	0,377	0,125
	0,10	0,318	0,314	0,309	0,304	0,349	0,344	0,340	0,335	0,330	0,10
	0,08	0,276	0,272	0,268	0,263	0,309	0,304	0,300	0,295	0,289	0,08
	0,07	0,254	0,250	0,245	0,241	0,288	0,283	0,278	0,273	0,267	0,07
	0,06	0,230	0,226	0,222	0,218	0,266	0,260	0,255	0,250	0,244	0,06
	0,05	0,205	0,201	0,197	0,193	0,242	0,237	0,232	0,227	0,220	0,05
	0,04	0,179	0,175	0,171	0,167	0,218	0,213	0,207	0,202	0,195	0,04
B. Bei grossem (5 bis 6%) schädlichem Raume des Expansions-Cylinders	0,25	0,534	0,523	0,510	0,497	0,560	0,555	0,548	0,538	0,528	0,25
	0,20	0,472	0,463	0,453	0,442	0,497	0,492	0,486	0,477	0,469	0,20
	0,15	0,399	0,392	0,383	0,375	0,424	0,418	0,413	0,405	0,398	0,15
	0,125	0,358	0,351	0,343	0,336	0,382	0,377	0,371	0,364	0,357	0,125
	0,10	0,312	0,306	0,299	0,292	0,336	0,331	0,325	0,319	0,312	0,10
	0,08	0,271	0,265	0,260	0,254	0,297	0,291	0,285	0,278	0,272	0,08
	0,07	0,249	0,244	0,238	0,233	0,275	0,270	0,263	0,257	0,251	0,07
	0,06	0,226	0,221	0,216	0,211	0,253	0,248	0,241	0,232	0,228	0,06
	0,05	0,202	0,197	0,192	0,187	0,230	0,224	0,217	0,208	0,205	0,05
	0,04	0,176	0,171	0,166	0,162	0,205	0,200	0,192	0,183	0,180	0,04

Zur Theor. Tab. G.

Werthe der Spannungs-Coëfficienten f für Zweicylinder-Maschinen mit Doppelsteuerung

bei mittelgrossen schädlichen Räumen (etwa 4%), welche bei der Berechnung der indicierten Spannungen p_i und des Dampfverbrauches in Rechnung gebracht werden.

Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$	a) Masch. ohne (geheizten) Receiv. (Corr. Woolf-M. resp. Masch. mit kaltem Receiver)				b) Masch. mit (geheiztem) Receiver (Receiver-Woolf- u. Compound-Masch.)					Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$
	beiläuf. Cylinder-Volum.-Verh. $\frac{v}{V}$				beiläuf. Cylinder-Volum.-Verh. $\frac{v}{V}$					
	0,40 (1:2,5)	0,333 (1:3)	0,29 (1:3,5)	0,25 (1:4)	0,50 (1:2)	0,45 (1:2,2)	0,40 (1:2,5)	0,333 (1:3)	0,30 (3:10)	
0,25	0,541	0,533	0,522	0,511	0,568	0,563	0,558	0,551	0,544	0,25
0,20	0,478	0,471	0,462	0,453	0,505	0,500	0,495	0,488	0,482	0,20
0,15	0,404	0,398	0,391	0,383	0,431	0,426	0,420	0,415	0,409	0,15
0,125	0,362	0,356	0,349	0,343	0,389	0,384	0,378	0,373	0,367	0,125
0,10	0,315	0,310	0,304	0,298	0,343	0,338	0,333	0,327	0,321	0,10
0,08	0,274	0,269	0,264	0,258	0,303	0,298	0,292	0,287	0,281	0,08
0,07	0,252	0,247	0,242	0,237	0,282	0,276	0,271	0,265	0,259	0,07
0,06	0,228	0,224	0,219	0,214	0,260	0,254	0,248	0,243	0,237	0,06
0,05	0,204	0,199	0,195	0,190	0,237	0,231	0,225	0,219	0,213	0,05
0,04	0,178	0,173	0,169	0,164	0,213	0,206	0,200	0,194	0,187	0,04
				bei Condens. für p =	3	4	6	8	10	Atm.
				„ Auspuff „ p =	7	8	10	12	14	Atm.

$p_i = fp - f'p'$; bei Condens. $p' = 0,21$, $f' = 1,04$; $f'p' = 0,22$ } ohne (namhafte) Compress.
bei Auspuff $p' = 1,11$, $f' = 1,04$; $f'p' = 1,15$ }

Theor. Tab. H.

Werthe der Spannungs-Coëfficienten f für Dreicylinder-Maschinen (als Dreimalexpansions-Maschinen).

(Mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder.)

Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$	a) Masch. ohne Heizung der beiden Receiver			b) Masch. mit Heizung beider Receiver und aller Dampfcylinder			Füllung (reduciert) $\frac{l_1}{l}$
	Beiläufiges Volumen-Verhältniss $\frac{v_1}{V}$ (des Hochdruckcylinders zum Niederdruckcylinder)						
	0,17 (1:6)	0,135 (1:7,5)	0,11 (1:9)	0,17 (1:6)	0,135 (1:7,5)	0,11 (1:9)	
0,15	0,369	0,361	0,352	0,401	0,395	0,389	**0,15**
0,125	0,330	0,323	0,316	0,361	0,354	0,348	**0,125**
0,10	0,287	0,281	0,275	0,316	0,310	0,303	**0,10**
0,08	0,250	0,244	0,237	0,278	0,271	0,264	**0,08**
0,07	0,230	0,224	0,218	0,257	0,250	0,243	**0,07**
0,06	0,208	0,203	0,197	0,235	0,228	0,221	**0,06**
0,05	0,185	0,179	0,173	0,212	0,204	0,197	**0,05**
0,04	0,161	0,155	0,149	0,188	0,180	0,172	**0,04**
0,035	0,148	0,142	0,135	0,175	0,166	0,159	**0,035**
0,03	0,135	0,128	0,122	0,161	0,153	0,144	**0,03**
0,025	0,121	0,114	0,107	0,148	0,139	0,130	**0,025**
0,02	0,106	0,099	0,092	0,134	0,125	0,115	**0,02**
Cond. $p \doteq$	7	10	14	7	10	14	$\doteq p$

$p_i = fp - f'p'$; bei Condens. $p' = 0{,}21$; ohne (namhafte) Compression $f' = 1{,}04$ und $f'p' = 0{,}22$.

Theor. Tab. J.

Mittlere (förderliche) Hinterdampfspannungen p_m und mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannungen p_v (in Atm.)

zur Bestimmung der mittleren Dampftemperaturen t_m und t_v.

(Siehe die folg. Theor. Tab. K.)

A. Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Coul. nach Gooch, Stephenson etc.	$p=3$ p_m =	2,852	2,743	2,606	2,437	2,231	2,068	1,978	1,828	.	.	.	.
	p_v =	1,185	1,231	1,291	1,366	1,459	1,533	1,573	1,611	.	.	.	.
	$p=5$ p_m =	4,731	4,536	4,295	3,999	3,637	3,353	3,196	2,937	2,646	2,316	2,133	.
	p_v =	1,250	1,300	1,365	1,447	1,549	1,631	1,676	1,742	1,788	1,822	1,824	.
	$p=7$ p_m =	6,610	6,330	5,984	5,560	5,044	4,638	4,414	4,048	3,642	3,192	2,948	2,694
	p_v =	1,314	1,369	1,438	1,528	1,639	1,729	1,779	1,874	2,001	2,176	2,290	2,436
	$p=10$ p_m =	9,428	9,020	8,517	7,902	7,153	6,566	6,241	5,713	5,134	4,502	4,168	3,826
	p_v =	1,411	1,472	1,549	1,649	1,775	1,876	1,934	2,074	2,308	2,694	2,968	3,337
Separ. Einlass-Coulisse	$p=3$ p_m =	2,862	2,762	2,629	2,454	2,228	2,046	1,944	1,773	1,580	1,360	1,237	1,105
	p_v =	1,159	1,159	1,159	1,159	1,160	1,160	1,161	1,161	1,162	1,164	1,166	1,168
	$p=5$ p_m =	4,753	4,587	4,364	4,072	3,698	3,393	3,222	2,938	2,616	2,250	2,046	1,826
	p_v =	1,202	1,203	1,204	1,205	1,207	1,210	1,211	1,214	1,219	1,226	1,233	1,242
	$p=7$ p_m =	6,645	6,412	6,100	5,691	5,167	4,741	4,501	4,104	3,653	3,140	2,854	2,546
	p_v =	1,245	1,247	1,248	1,251	1,255	1,259	1,261	1,267	1,275	1,288	1,300	1,316
	$p=10$ p_m =	9,482	9,149	8,704	8,119	7,371	6,762	6,420	5,852	5,208	4,475	4,067	3,627
	p_v =	1,309	1,312	1,314	1,319	1,326	1,333	1,337	1,346	1,360	1,382	1,401	1,427

B. Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung (mit Auspuff und mit Condens).

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
Ohne Dampfhemd	$p=2\frac{1}{2}$; p_m =	2,385	2,302	2,188	2,038	1,847	1,690	1,603	1,457	1,290	1,100	0,995	0,880	0,728	0,617
	3 ; „ =	2,858	2,7585	2,6215	2,4415	2,2125	2,024	1,9195	1,7445	1,544	1,316	1,190	1,052	0,8695	0,7365
	$3\frac{1}{2}$; „ =	3,331	3,215	3,055	2,845	2,578	2,358	2,236	2,032	1,798	1,532	1,385	1,224	1,011	0,856
	4 ; „ =	3,804	3,6715	3,4885	3,2485	2,9435	2,692	2,5525	2,3195	2,052	1,748	1,580	1,396	1,1525	0,9755
	$4\frac{1}{2}$; „ =	4,277	4,128	3,922	3,652	3,309	3,026	2,869	2,607	2,306	1,964	1,775	1,568	1,294	1,095
	$p=5$; p_m =	4,750	4,585	4,355	4,055	3,675	3,360	3,185	2,895	2,560	2,180	1,970	1,740	1,435	1,215
	6 ; „ =	5,696	5,498	5,222	4,862	4,406	4,028	3,818	3,470	3,068	2,612	2,360	2,084	1,718	1,454
	7 ; „ =	6,642	6,411	6,089	5,669	5,137	4,696	4,451	4,045	3,576	3,044	2,750	2,428	2,001	1,693
	8 ; „ =	7,588	7,324	6,956	6,476	5,868	5,364	5,084	4,620	4,084	3,476	3,140	2,772	2,284	1,932
	9 ; „ =	8,534	8,237	7,823	7,283	6,599	6,032	5,717	5,195	4,592	3,908	3,530	3,116	2,567	2,171
	10 ; „ =	9,480	9,150	8,690	8,090	7,330	6,700	6,350	5,770	5,100	4,340	3,920	3,460	2,850	2,410
Mit Dampfhemd	$p=2\frac{1}{2}$; p_m =	2,405	2,333	2,228	2,087	1,902	1,750	1,665	1,520	1,358	1,170	1,065	0,953	0,805	0,695
	3 ; „ =	2,882	2,7955	2,6695	2,5005	2,2785	2,096	1,994	1,820	1,6255	1,400	1,274	1,1395	0,962	0,830
	$3\frac{1}{2}$; „ =	3,359	3,258	3,111	2,914	2,655	2,442	2,323	2,120	1,893	1,630	1,483	1,326	1,119	0,965
	4 ; „ =	3,836	3,7205	3,5525	3,3275	3,0315	2,788	2,652	2,420	2,1605	1,860	1,692	1,5125	1,276	1,100
	$4\frac{1}{2}$; „ =	4,313	4,183	3,994	3,741	3,408	3,134	2,981	2,720	2,428	2,090	1,901	1,699	1,433	1,235
	$p=5$; p_m =	4,790	4,645	4,435	4,155	3,785	3,480	3,310	3,020	2,695	2,320	2,110	1,885	1,590	1,370
	6 ; „ =	5,744	5,570	5,318	4,982	4,538	4,172	3,968	3,620	3,230	2,780	2,528	2,258	1,904	1,640
	7 ; „ =	6,698	6,495	6,201	5,809	5,291	4,864	4,626	4,220	3,765	3,240	2,946	2,631	2,218	1,910
	8 ; „ =	7,652	7,420	7,084	6,636	6,044	5,556	5,284	4,820	4,300	3,700	3,364	3,004	2,532	2,180
	9 ; „ =	8,606	8,345	7,967	7,463	6,797	6,248	5,942	5,420	4,835	4,160	3,782	3,377	2,846	2,450
	10 ; „ =	9,560	9,270	8,850	8,290	7,550	6,940	6,600	6,020	5,370	4,620	4,200	3,750	3,160	2,720

Bei Auspuff $p_v = 1{,}17$; bei Condens. $p_v = 0{,}24$.

Zur Theor. Tab. J.

Mittlere Hinterdampfspannungen p_m und Vorderdampfspannungen p_v in den Hochdruckcylindern der Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen.*)

C. Zweicylinder-Condens.-Maschinen.

reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =		0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 4;\ \frac{v}{V} = 0,50$	l_1/l =	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	0,16	0,14	0,12	0,10	.
	p_m =	3,327	3,031	2,652	2,420	2,160	1,920	1,784	1,648	1,512	.
	p_v =	1,497	1,366	1,206	1,110	1,005	0,907	0,851	0,798	0,748	.
$p = 6;\ \frac{v}{V} = 0,41$	l_1/l =	0,610	0,488	0,366	0,305	0,244	0,195	0,171	0,146	0,122	0,098
	p_m =	5,343	4,928	4,355	4,000	3,573	3,185	2,969	2,740	2,496	2,234
	p_v =	2,127	1,979	1,772	1,646	1,488	1,348	1,271	1,187	1,102	1,010
$p = 8;\ \frac{v}{V} = 0,36$	l_1/l =	0,694	0,556	0,417	0,347	0,278	0,222	0,194	0,167	0,139	0,111
	p_m =	7,400	6,882	6,144	5,658	5,080	4,529	4,228	3,904	3,552	3,162
	p_v =	2,679	2,529	2,308	2,153	1,966	1,780	1,681	1,572	1,455	1,321
$p = 10;\ \frac{v}{V} = 0,32$	l_1/l =	0,781	0,625	0,469	0,391	0,312	0,250	0,219	0,187	0,156	0,125
	p_m =	9,504	8,955	8,062	7,468	6,724	6,020	5,630	5,190	4,710	4,200
	p_v =	3,078	2,996	2,789	2,636	2,422	2,213	2,097	1,957	1,802	1,644

D. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =		0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
$p = 8;\ \frac{v}{V} = 0,50$	l_1/l =	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	.	.	.
	p_m =	6,636	6,044	5,284	4,820	4,300	.	.	.
	p_v =	3,534	3,269	2,941	2,746	2,531	.	.	.
$p = 10;\ \frac{v}{V} = 0,43$	l_1/l =	0,582	0,465	0,349	0,291	0,233	0,186	.	.
	p_m =	8,616	8,032	7,087	6,506	5,794	5,162	.	.
	p_v =	4,187	3,990	3,641	3,426	3,139	2,906	.	.
$p = 12;\ \frac{v}{V} = 0,37$	l_1/l =	0,676	0,541	0,406	0,338	0,270	0,216	0,189	.
	p_m =	10,998	10,217	9,104	8,375	7,512	6,693	6,246	.
	p_v =	4,935	4,686	4,326	4,081	3,783	3,499	3,344	.
$p = 14;\ \frac{v}{V} = 0,32$	l_1/l =	0,781	0,625	0,469	0,391	0,312	0,250	0,219	0,188
	p_m =	13,299	12,529	11,274	10,442	9,410	8,420	7,853	7,248
	p_v =	5,401	5,303	4,948	4,723	4,421	4,116	3,935	3,740

E. Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =		0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
$p = 8;\ \frac{v}{V} = 0,155$	l_1/l =	0,650	0,520	0,455	0,390	0,325	0,260	0,227	0,195	0,162	0,130
	p_m =	7,252	6,726	6,370	5,971	5,488	4,913	4,581	4,240	3,856	3,431
	p_v =	3,205	3,038	2,904	2,763	2,573	2,323	2,179	2,037	1,862	1,668
$p = 10;\ \frac{v}{V} = 0,135$	l_1/l =	0,740	0,592	0,518	0,444	0,370	0,296	0,259	0,222	0,185	0,148
	p_m =	9,386	8,805	8,391	7,876	7,275	6,559	6,121	5,656	5,145	4,586
	p_v =	3,828	3,727	3,609	3,438	3,246	2,968	2,797	2,605	2,390	2,145
$p = 12;\ \frac{v}{V} = 0,12$	l_1/l =	.	0,664	0,581	0,498	0,415	0,332	0,291	0,249	0,208	0,166
	p_m =	.	10,938	10,489	9,926	9,189	8,308	7,784	7,204	6,557	5,828
	p_v =	.	4,325	4,251	4,114	3,910	3,598	3,417	3,206	2,945	2,647
$p = 14;\ \frac{v}{V} = 0,11$	l_1/l =	.	0,720	0,630	0,540	0,450	0,360	0,315	0,270	0,225	0,180
	p_m =	.	13,051	12,558	11,912	11,080	10,050	9,446	8,745	7,965	7,090
	p_v =	.	4,911	4,860	4,736	4,553	4,235	4,050	3,812	3,522	3,180

*) Die Ansätze dieser Tabellen entsprechen in der Gegend der „besten normalen" Füllung der Bedingung der gleichen Arbeitsvertheilung ohne Spannungsabfall. Dieselben gelten annähernd für (jedenfalls) geheizten Hochdruckcylinder, ob nun die anderen Cylinder und die Receiver geheizt sind oder nicht.

Theor. Tab. K.

Mittlere Hinterdampf-Temperaturen t_m und Vorderdampf-Temperaturen t_v (beziehentlich der förderlichen Hinterdampfspannung p_m und der hinderlichen Vorderdampfspannung p_v entsprechend), welche der Berechnung des Abkühlungs-Verlustes zu Grunde gelegt wurden.

(Nach Celsius.)

A. Eincylinder-Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Coul. nach Gooch, Stephenson etc.	$p=3$ ($t=132,8$) t_m =	131,1	129,7	128,1	125,9	123,0	120,6	119,3	116,8	.	.	.	.
	t_v =	103,9	104,9	106,3	108,0	110,0	111,4	112,1	112,9	.	.	.	.
	$p=5$ ($t=151,0$) t_m =	148,9	147,4	145,4	142,8	139,4	136,6	135,0	132,1	128,6	124,3	121,6	.
	t_v =	105,4	106,6	108,0	109,7	111,7	113,3	114,1	115,3	116,1	116,6	116,6	.
	$p=7$ ($t=164,0$) t_m =	161,7	160,0	157,8	155,0	151,3	148,2	146,4	143,2	139,5	134,9	132,2	129,1
	t_v =	106,9	108,1	109,5	111,3	113,5	115,1	115,9	117,6	119,6	122,3	123,9	125,9
	$p=10$ ($t=178,9$) t_m =	176,4	174,4	172,1	168,9	164,9	161,5	159,5	156,1	152,0	147,1	144,3	141,2
	t_v =	108,9	110,2	111,7	113,6	115,9	117,6	118,5	120,7	124,1	129,1	132,4	136,4
Separ. Einlass Coulisse	$p=3$ ($t=132,8$) t_m =	131,2	130,0	128,4	126,1	123,0	120,3	118,7	115,8	112,3	107,9	105,1	101,9
	t_v =	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,3	103,4	103,4	103,5
	$p=5$ ($t=151,0$) t_m =	149,1	147,8	146,0	143,5	140,0	137,0	135,2	132,1	128,2	123,3	120,3	116,7
	t_v =	104,3	104,3	104,3	104,4	104,4	104,5	104,5	104,6	104,7	104,8	105,0	105,2
	$p=7$ ($t=164,0$) t_m =	162,0	160,5	158,6	155,9	152,2	149,0	147,1	143,7	139,6	134,4	131,1	127,3
	t_v =	105,3	105,3	105,3	105,4	105,5	105,6	105,7	105,8	106,0	106,3	106,6	106,9
	$p=10$ ($t=178,9$) t_m =	176,6	175,1	172,9	170,5	166,1	162,6	160,5	157,0	152,5	146,9	143,4	139,3
	t_v =	106,8	106,8	106,9	107,0	107,1	107,3	107,4	107,6	107,9	108,4	108,7	109,3

B. Eincylinder-Maschinen mit Expansions-Steuerung

(mit Auspuff und mit Condens. im Mittel ohne und mit Dampfhemd).

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p=2\frac{1}{2}$; $t=126,7$; t_m =	125,4	124,3	122,7	120,5	117,5	114,9	113,3	110,6	107,0	102,7	99,9	96,7	91,8	87,7
$p=3$; $t=132,8$; t_m =	130,7	129,5	127,9	125,7	122,6	119,8	118,2	115,4	111,8	107,3	104,4	101,1	96,0	91,9
$p=4$; $t=142,8$; t_m =	141,2	140,0	138,3	136,0	132,7	129,7	128,0	125,0	121,3	116,3	113,5	109,8	104,5	100,2
$p=6$; $t=157,9$; t_m =	155,8	154,8	153,0	150,4	146,8	143,7	141,8	138,5	134,5	129,3	125,9	122,2	116,5	111,7
$p=8$; $t=169,5$; t_m =	167,5	166,1	164,1	161,4	157,7	154,3	152,3	148,9	144,5	139,0	135,5	131,6	125,5	120,5
$p=10$; $t=178,9$; t_m =	176,8	175,4	173,3	170,4	166,5	163,0	161,0	157,3	152,8	146,9	143,4	139,2	132,9	127,6

Bei Auspuff (zu $p_v = 1,17$) $t_v = 101,0°$.

" Condens. (" $p_v = 0,24$) $t_v = 63,6°$.

Zur Theor. Tab. K.

Mittlere Hinterdampftemperaturen t_m und Vorderdampftemperaturen t_v in den Hochdruckcylindern der Zweicylinder- und Dreicylinder-Maschinen.*)

C. Zweicylinder-Condens.-Maschinen.

	reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
$p = 4$; $t = 142,8$	l_1'/l =	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	0,16	0,14	0,12	0,10	.
	t_m =	136,3	133,1	128,7	125,7	122,0	118,3	116,0	113,6	111,0	.
	t_v =	110,7	108,0	104,4	102,0	99,2	96,4	94,6	93,0	91,3	.
$p = 6$; $t = 157,9$	l_1'/l =	0,610	0,488	0,366	0,305	0,244	0,195	0,171	0,146	0,122	0,098
	t_m =	153,5	150,5	145,9	142,8	138,8	134,8	132,4	129,4	126,7	123,1
	t_v =	121,5	119,2	115,8	113,5	110,5	107,6	105,9	103,9	101,8	99,3
$p = 8$; $t = 169,5$	l_1'/l =	0,694	0,556	0,417	0,347	0,278	0,222	0,194	0,167	0,139	0,111
	t_m =	166,3	163,4	158,9	155,7	151,6	147,3	144,8	142,0	138,6	134,6
	t_v =	129,0	127,1	124,1	121,9	119,0	115,9	114,2	112,2	109,8	107,2
$p = 10$; $t = 178,9$	l_1'/l =	0,781	0,625	0,469	0,391	0,312	0,250	0,219	0,187	0,156	0,125
	t_m =	176,7	174,2	169,8	166,6	162,4	158,1	156,2	152,4	148,8	144,6
	t_v =	133,7	132,7	130,3	128,5	125,7	122,8	121,1	118,9	116,3	113,5

D. Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

	reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
$p = 8$; $t = 169,5$	l_1'/l =	0,50	0,40	0,30	0,25	0,20	.	.	.
	t_m =	161,9	158,2	153,1	149,6	145,4	.	.	.
	t_v =	138,4	135,7	132,1	129,8	127,1	.	.	.
$p = 10$; $t = 178,9$	l_1'/l =	0,582	0,465	0,349	0,291	0,233	0,186	.	.
	t_m =	172,5	169,6	164,5	161,1	156,6	152,2	.	.
	t_v =	144,5	142,7	139,5	137,4	134,3	131,7	.	.
$p = 12$; $t = 186,9$	l_1'/l =	0,676	0,541	0,406	0,338	0,270	0,216	0,189	.
	t_m =	183,0	179,8	174,9	171,4	166,9	162,2	159,4	.
	t_v =	150,5	148,6	145,7	143,5	140,4	138,1	136,5	.
$p = 14$; $t = 194,0$	l_1'/l =	0,781	0,625	0,469	0,391	0,312	0,250	0,219	0,188
	t_m =	191,6	188,9	184,1	180,8	176,3	171,6	168,7	165,4
	t_v =	153,9	153,2	150,6	148,8	146,4	143,9	142,2	140,2

E. Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

	reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
$p = 8$; $t = 169,5$	l_1'/l =	0,650	0,520	0,455	0,390	0,325	0,260	0,227	0,195	0,162	0,130
	t_m =	165,6	162,4	160,3	157,8	154,5	150,3	147,8	144,9	141,5	137,4
	t_v =	135,5	133,2	132,1	130,0	127,7	124,3	122,3	120,1	117,3	113,9
$p = 10$; $t = 178,9$	l_1'/l =	0,740	0,592	0,518	0,444	0,370	0,296	0,259	0,222	0,185	0,148
	t_m =	176,2	173,5	171,4	168,8	165,6	161,4	158,7	155,7	152,1	147,8
	t_v =	141,2	140,3	139,2	137,5	135,5	132,4	130,4	128,1	125,3	121,8
$p = 12$; $t = 186,9$	l_1'/l =		0,664	0,581	0,498	0,415	0,332	0,291	0,249	0,208	0,166
	t_m =	.	182,8	181,0	178,6	175,3	171,0	168,3	165,2	161,4	156,8
	t_v =	.	145,6	145,0	143,8	142,0	139,1	137,3	135,1	132,2	128,6
$p = 14$; $t = 194,0$	l_1'/l =	.	0,720	0,630	0,540	0,450	0,360	0,315	0,270	0,225	0,180
	t_m =	.	190,8	189,0	186,6	183,3	179,1	176,4	173,2	169,3	164,5
	t_v =	.	151,1	149,9	149,0	147,5	144,9	143,3	141,1	138,3	134,8

*) Die Ansätze dieser Tabellen entsprechen in der Gegend der besten normalen Füllung der Bedingung der gleichen Arbeitsvertheilung ohne Spannungsabfall. Dieselben gelten annähernd für (jedenfalls) geheizten Hochdruckcylinder, ob nun die anderen Cylinder und die Receiver geheizt sind oder nicht.

Zweite Abtheilung der Tabellen.

Tabellen für die Anwendung.

(Ausschliesslich der Maschinen mit hohem Dampfdruck.*)

I. Hilfstabellen (α, β, γ).

Iα) Mittlere Werthe der „besten normalen" Füllungen d. i. der ökonomisch vortheilhaftesten Füllungen herzustellender Dampfmaschinen für ihre Normalleistung.

Mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) Füllungen des kleinsten Dampfverbrauches.

Absol. Admiss. Spannung p (Athmosph. od. Kgr.)	Eincylinder-Auspuff-Maschinen		Condens.-Maschinen			
			Eincylinder-Masch.		Zweicylinder-Masch.	
	mit Coulisse nach Gooch, Stephenson etc.	mit Expans.-Steuerung	ohne Hemd	mit Hemd	ohne geheizten Receiv.	mit geheiztem Receiv.
$p = 4$	0,52—0,44 (*0,42*)	0,38—0,32 (*0,31*)	0,20—0,16 (*0,14*)	0,15—0,12 (*0,10*)	0,125—0,115 (*0,11*)	0,11—0,10 (*0,09*)
$p = 5$	0,44—0,35 (*0,32*)	0,32—0,28 (*0,27*)	0,17—0,15 (*0,13*)	0,13 - 0,11 (*0,09*)	0,11—0,10 (*0,10*)	0,10—0,09 (*0,08*)
$p = 6$	0,38—0,30 (*0,28*)	0,27—0,23 (*0,23*)	0,15—0,13 (*0,125*)	0,11—009 (*0,08*)	0,095—0,085 (*0,085*)	0,085—0,075 (*0,07*)
$p = 8$	0,32—0,26 (*0,25*)	0,22—0,19 (*0,19*)	0,14 - 0,12 (*0,12*)	0,09 - 0,08 (*0,07*)	0,085—0,075 (*0,075*)	0,07—0,06 (*0,06*)
$p = 10$	0,28—0,22 (*0,20*)	0,19—0,17 (*0,17*)			0,075—0,07 (*0,065*)	0,06--0,05 (*0,05*)

Note. Die grösseren von den angesetzten Füllungen gelten für kleinere Maschinen, die kleineren hingegen für grosse Maschinen. Die normalen Füllungen können etwas kleiner genommen werden (ohne jedoch unter die angesetzten kleineren Werthe namhaft herabzugehen) bei hohen Brennstoffpreisen und ununterbrochenem Maschinenbetriebe; hingegen können etwas grössere Füllungen (als selbst die angesetzten grösseren Werthe) für die Normalleistung in Aussicht genommen werden bei wohlfeilem Brennstoff oder für stark absätzigen Maschinenbetrieb. — Die Maschinen mit separater Einlass-Coulisse liegen auch betreffs der hier behandelten Füllungen zwischen den Maschinen mit Gooch'scher oder dgl. Coulisse und jenen mit Expansions-Steuerung, jedoch viel näher den letzteren.

Für eine **bestehende** Maschine ist diejenige **kleinste** Füllung als die beste anzusehen, bei welcher sie den jeweilig ihr angelasteten Widerstand (ohne eine Verminderung der Spannung) mit der gewünschten Geschwindigkeit bewältiget. Nur bei feuchtem Dampfe darf man drosseln, der Dampf soll aber nicht feucht sein!

*) Die Dampfverbrauchs-Tabellen S. 38 bis 46 sind jedoch immerhin auch für hohen Dampfdruck (bis 12 Atm.) fortgesetzt, damit der nach dem „Pract. Teile" bestimmte Dampfverbrauch unter allen Umständen mittels dieses „Theoret. Teiles" controlliert und detaillierter festgesetzt werden kann.

Hilfstabelle I. β.

Passende Cylindervolumen-Verhältnisse $\frac{v}{V}$

bei den Zweicyl.-Cond.-Maschinen mit Doppelsteuerung, in Abhängigkeit von der reducierten (normalen) Füllung $\frac{l_1}{l}$ und der absoluten Admissions-Spannung p.

Note. Bei den Compound-Maschinen gelten die Angaben unter
a) für nahe gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder,
b) im Mittel für gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder einerseits und auf die einzelnen Quadranten andererseits. Die Angaben a) wären insbesondere nur anzuwenden, wenn die Masch. zeitweilig auch bedeutend über ihre normale Leistung ohne Spannungsabfall zu beanspruchen sein sollte.
Die übrigen Angaben gelten für nahe gleiche Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder.

R bezeichnet das Receiver-Volumen.

Erklärung für die Anwendung	Absol. Admiss. Spann. p	Reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$	Compound-Maschinen a.		Compound-Maschinen b.		Receiver-Woolf-Masch.		Corrigirte Woolf-Masch.	
			$R=v$	$R=V$	$R=v$	$R=V$	$R=V$	$R=v$	$R=0{,}5v$	$R=0{,}1V$
Bei mässigen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,6 Atm.)	4	0,15	0,67	0,64	0,55	0,52	0,50	0,47	0,43	0,41
	5	0,12	0,62	0,57	0,50	0,46	0,44	0,41	0,38	0,36
	6	0,10	0,56	0,52	0,45	0,42	0,40	0,37	0,34	0,32
	7	0,086	0,53	0,48	0,42	0,39	0,37	0,34	0,30	0,29
	8	0,075	0,50	0,44	0,40	0,36	0,35	0,32	0,28	0,27
	9	0,067	0,47	0,41	0,38	0,34	0,33	0,30	0,27	0,26
	10	0,060	0,45	0,39	0,36	0,32	0,31	0,28	0,25	0,24
Bei mittleren (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,5 Atm.)	4	0,125	0,59	0,56	0,48	0,45	0,44	0,41	0,37	0,35
	5	0,100	0,54	0,50	0,44	0,40	0,39	0,36	0,33	0,31
	6	0,083	0,49	0,46	0,40	0,37	0,35	0,32	0,30	0,28
	7	0,071	0,46	0,42	0,37	0,34	0,33	0,30	0,27	0,26
	8	0,0625	0,44	0,38	0,35	0,32	0,31	0,28	0,24	0,24
	9	0,0556	0,41	0,36	0,33	0,30	0,29	0,26	0,23	0,23
	10	0,050	0,39	0,34	0,31	0,28	0,27	0,24	0,22	0,22
Bei hohen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,4 Atm.)	4	0,10	0,50	0,48	0,41	0,39	0,37	0,35	0,32	0,29
	5	0,08	0,46	0,43	0,37	0,34	0,33	0,31	0,28	0,26
	6	0,067	0,42	0,39	0,34	0,31	0,30	0,28	0,25	0,24
	7	0,057	0,40	0,36	0,32	0,29	0,28	0,26	0,23	0,22
	8	0,050	0,37	0,33	0,30	0,27	0,26	0,24	0,21	0,21
	9	0,044	0,35	0,31	0,28	0,25	0,25	0,22	0,20	0,20
	10	0,040	0,34	0,29	0,27	0,24	0,23	0,21	0,19	0,19

Ad I. β. Vorläufige Werthe der Füllung X des Expansions-Cylinders

zur Vermeidung des Spannungsabfalls bei den Zweicylinder-Maschinen mit gleichsinniger oder entgegengesetzter Kolbenbewegung.

(V Volumen des Expansions-, v jenes des Hochdruck-Cylinders.)

Receiv. Vol. $R=$	0,06 V	0,1 V	0,15 V	0,2 V	0,3 V	0,4 V	0,6 V	0,8 V	V
$\frac{v}{V}=0{,}5$; $X=$	0,88	0,84	0,79	0,76	0,71	0,67	0,63	0,60	0,58
„ $=0{,}4$; „ $=$	0,81	0,74	0,69	0,65	0,59	0,55	0,50	0,48	0,46
„ $=0{,}333$; „ $=$	0,73	0,66	0,59	0,55	0,49	0,46	0,42	0,39	0,38
„ $=0{,}3$; „ $=$	0,69	0,60	0,54	0,49	0 44	0,41	0,37	0,35	0,33
„ $=0{,}25$; „ $=$	0,60	0,51	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,28	0,27

Bei den Compound-Maschinen (mit Kurbeln unter 90° oder dergl.) ist vorläufig $X=\frac{v}{V}$ zu machen.

Die Füllung X ist an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren, in der Regel um einiges zu erhöhen

Hilfstabelle I. γ.

Mässige Kolbengeschwindigkeiten c (in Met.)

zum beiläufigen Anhaltspuncte der anzunehmenden Kolbengeschwindigkeit einer herzustellenden Dampfmaschine von bestimmter (bei Zwillingsmaschinen auf **einen** Cylinder entfallender) Normalleistung N (indic. oder Netto).

N (Pfdkft.)	Absol. Admiss.-Spannung p in Kgr. od. Atmosph.							
	3	4	5	6	7	8	9.	10
2	0,86	0,96	1,02	1,09	1,15	1,20	1,25	1,30
3	0,89	0,99	1,06	1,13	1,19	1,24	1,29	1,35
5	0,94	1,05	1,13	1,21	1,26	1,32	1,38	1,44
7	0,99	1,09	1,18	1,25	1,32	1,38	1,43	1,49
10	1,02	1,14	1,22	1,31	1,37	1,43	1,50	1,56
15	1,08	1,19	1,28	1,37	1,45	1,50	1,56	1,62
20	1,13	1,24	1,33	1,42	1,49	1,55	1,61	1,67
30	1,20	1,31	1,40	1,48	1,56	1,63	1,70	1,77
40	1,25	1,37	1,45	1,55	1,62	1,69	1,75	1,82
60	1,38	1,49	1,55	1,64	1,72	1,78	1,84	1,91
80	1,45	1,54	1,62	1,72	1,79	1,86	1,92	1,99
100	1,51	1,62	1,70	1,78	1,85	1,92	1,98	2,05
150	1,62	1,75	1,84	1,94	2,00	2,05	2,11	2,16
200	1,70	1,84	1,95	2,05	2,11	2,18	2,24	2,31
250	1,74	1,91	2,03	2,13	2,20	2,28	2,35	2,43
300	1,81	1,98	2,09	2,20	2,27	2,35	2,42	2,50
400	.	2,12	2,24	2,31	2,39	2,47	2,55	2,63
500	.	.	2,31	2,41	2,49	2,58	2,66	2,74
600	.	.	2,34	2,47	2,57	2,66	2,74	2,83
800	.	.	.	2,54	2,68	2,78	2,88	2,97
1000	.	.	.	.	2,80	2,90	3,01	3,11

Corrections-Coëfficienten für c bei einem ungewöhnlichen (von 2 : 1 namhaft verschiedenen) Hubverhältnisse $l : D$.

Wenn $\frac{l}{D} =$	0,5	0,75	1	1,5	2	2,5	3	4	5
Corr. Coëff. =	0,57	0,67	0,75	0,90	1	1,1	1,2	1,3	1,4

Die obigen Ansätze für c sind empirisch; man kann dieselben abrunden, und von denselben aus verschiedenen Gründen auch überhaupt abweichen, insbesondere dieselben insoweit erhöhen, als dies durch die Umstände geboten und die gewünschte Sicherheit des Maschinenbetriebes hierbei dauernd gewährleistet ist; um 20 bis 25% vergrössert geben dieselben beiläufig die „mittelgrossen Kolbengeschwindigkeiten" der folgenden Tabelle; die Erhöhung um 40 bis 50% führt zu „grossen" Kolbengeschwindigkeiten schnell gehender Maschinen. Für $N > 1000$ Pfdk. schätze man den Kolbenhub l vorläufig und beurtheile c nach der folgenden Tabelle.

Mittelgrosse Kolbengeschwindigkeiten

nach des Verfassers Hauptregel: $c = 0{,}9\sqrt{pl}$

$p =$	3	4	5	6	7	8	9	10
$l = 0{,}35$ m	0,92	1,06	1,19	1,30	1,41	1,51	1,60	1,68
0,40	0,99	1,14	1,27	1,39	1,51	1,61	1,71	1,80
0,45	1,05	1,21	1,35	1,48	1,60	1,71	1,81	1,91
0,50	1,10	1,27	1,42	1,56	1,68	1,80	1,91	2,01
$l = 0{,}6$ m	1,21	1,39	1,56	1,71	1,84	1,97	2,09	2,20
0,7	1,30	1,51	1,68	1,84	1,99	2,13	2,26	2,38
0,8	1,39	1,61	1,80	1,97	2,13	2,28	2,42	2,55
0,9	1,48	1,71	1,91	2,09	2,26	2,42	2,56	2,70
$l = 1{,}0$ m	1,56	1,80	2,01	2,20	2,38	2,55	2,70	2,85
1,2	1,71	1,97	2,20	2,42	2,61	2,79	2,96	3,12
1,4	1,84	2,13	2,38	2,61	2,82	3,01	3,20	3,37
1,6	1,97	2,28	2,55	2,79	3,01	3,22	3,42	3,60
1,8	2,09	2,42	2,70	2,96	3,20	3,42	3,62	3,82
$l = 2{,}0$ m	2,20	2,55	2,85	3,12	3,37	3,60	3,82	4,03
2,5	2,47	2,85	3,18	3,49	3,77	4,03	4,27	4,50
3,0	2,70	3,12	3,49	3,82	4,13	4,41	4,68	4,93
3,5	2,92	3,37	3,77	4,13	4,46	4,76	5,05	5,32

Die Angaben dieser Tabelle um etwa 20% vermindert geben „mässige" Geschwindigkeiten, um etwa 30% vergrössert aber „grosse" Kolbengeschwindigkeiten schnell gehender Maschinen (für Locomotiven, Torpedoboote, Dynamo etc.)

Tabelle II.

Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$

in der Gegend der meist gebräuchlichen Füllungen.

Die nachstehenden Wirkungsgrade sind für gewöhnliche, minder vollkommene Maschinen beiläufig passend; für exacte Maschinen sind dieselben ansehnlich, jedoch gleichmässig unterschätzt.

$\frac{N_e}{c}$ Pfdk. (Netto)	Auspuff-Maschinen			Condens.-Maschinen Eincylinder-			Condens.-Maschinen Zweicylinder-		
	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
2,5	3,3	0,757	1,320	.	.	.	.	.	.
3	3,9	0,759	1,318	.	.	.	.	.	.
3,5	4,6	0,760	1,315	.	.	.	.	.	.
4	5,2	0,762	1,313	.	.	.	.	.	.
4,5	5,9	0,763	1,311	.	.	.	.	.	.
5	6,5	0,765	1,308	7,2	0,712	1,405	.	.	.
5,5	7,2	0,766	1,306	7,8	0,714	1,401	.	.	.
6	7,8	0,767	1,304	8,5	0,716	1,397	.	.	.
6,5	8,5	0,768	1,302	9,1	0,718	1,393	.	.	.
7	9,1	0,769	1,300	9,8	0,720	1,390	.	.	.
7,5	9,7	0,770	1,298	10,4	0,722	1,386	.	.	.
8	10,4	0,771	1,297	11,1	0,723	1,383	.	.	.
8,5	11,0	0,772	1,296	11,7	0,724	1,381	.	.	.
9	11,6	0,773	1,295	12,4	0,726	1,378	.	.	.
9,5	12,3	0,774	1,293	13,1	0,727	1,375	.	.	.
10	12,9	0,775	1,291	13,7	0,729	1,372	14,6	0,685	1,460
11	14,2	0,776	1,288	15,0	0,731	1,368	15,9	0,689	1,452
12	15,4	0,778	1,285	16,3	0,734	1,363	17,3	0,693	1,443
13	16,7	0,780	1,283	17,6	0,736	1,359	18,6	0,697	1,435
14	17,9	0,781	1,280	19,0	0,738	1,354	20,0	0,701	1,427
15	19,2	0,783	1,278	20,3	0,741	1,350	21,3	0,705	1,418
16	20,4	0,784	1,276	21,5	0,743	1,346	22,6	0,709	1,411
17	21,6	0,785	1,274	22,8	0,745	1,343	23,8	0,712	1,404
18	22,9	0,787	1,272	24,1	0,747	1,339	25,1	0,716	1,397
19	24,1	0,788	1,269	25,4	0,749	1,336	26,4	0,719	1,390
20	25,3	0,789	1,267	26,6	0,751	1,332	27,7	0,723	1,383
22	27,8	0,791	1,264	29,1	0,754	1,326	30,2	0,727	1,376
24	30,2	0,794	1,260	31,6	0,758	1,320	32,8	0,731	1,369
26	32,6	0,796	1,257	34,1	0,761	1,314	35,3	0,734	1,362
28	35,1	0,798	1,253	36,6	0,765	1,308	37,9	0,738	1,355
30	37,5	0,800	1,250	39,1	0,768	1,302	40,4	0,742	1,348
32	39,8	0,803	1,246	41,5	0,771	1,297	42,9	0,745	1,343
34	42,2	0,806	1,241	43,9	0,774	1,292	45,5	0,747	1,339
36	44,5	0,808	1,237	46,3	0,777	1,287	48,0	0,750	1,334
38	46,8	0,811	1,233	48,7	0,780	1,282	50,5	0,752	1,329
40	49,1	0,814	1,229	51,1	0,783	1,277	53,0	0,755	1,325
42	51,5	0,815	1,226	53,5	0,785	1,275	55,4	0,757	1,320
44	53,8	0,817	1,224	55,9	0,786	1,272	57,9	0,760	1,316
46	56,2	0,818	1,222	58,4	0,788	1,269	60,3	0,762	1,312
48	58,6	0,820	1,220	60,8	0,789	1,267	62,7	0,765	1,308
50	60,9	0,821	1,218	63,2	0,791	1,264	65,2	0,767	1,304
55	66,7	0,824	1,214	69,2	0,794	1,260	71,2	0,772	1,298
60	72,5	0,827	1,210	75,2	0,797	1,255	77,3	0,777	1,291
65	78,2	0,829	1,206	81,1	0,800	1,250	83,3	0,782	1,285
70	84,0	0,832	1,202	87,1	0,803	1,245	89,4	0,784	1,279

Fortsetzung und Schluss der Tabelle II.

$\frac{N_e}{c}$ Pfdk. (Netto)	Auspuff-Maschinen			Condens.-Maschinen					
				Eincylinder-			Zweicylinder-		
	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
75	89,8	0,835	1,198	93,1	0,806	1,241	95,4	0,786	1,272
80	95,5	0,837	1,195	98,9	0,809	1,237	101,6	0,787	1,270
85	101,2	0,839	1,192	104,7	0,811	1,233	107,7	0,789	1,268
90	106,9	0,841	1,189	110,5	0,814	1,229	113,8	0,790	1,265
95	112,6	0,843	1,186	116,3	0,816	1,225	120,0	0,792	1,263
100	118	0,845	1,183	122	0,819	1,221	126	0,793	1,261
110	130	0,846	1,182	134	0,821	1,218	138	0,796	1,257
120	141	0,848	1,180	146	0,823	1,215	150	0,799	1,252
130	153	0,849	1,178	157	0,825	1,212	162	0,801	1,248
140	165	0,851	1,176	169	0,827	1,209	174	0,804	1,243
150	176	0,852	1,174	181	0,829	1,206	186	0,807	1,239
160	187	0,854	1,172	193	0,830	1,204	198	0,808	1,238
170	199	0,855	1,169	204	0,832	1,202	210	0,809	1,236
180	210	0,857	1,167	216	0,833	1,200	222	0,810	1,235
190	221	0,858	1,165	228	0,835	1,198	234	0,811	1,233
200	233	0,860	1,163	239	0,836	1,196	246	0,812	1,232
220	255	0,862	1,161	262	0,838	1,193	270	0,813	1,230
240	278	0,863	1,159	285	0,841	1,189	294	0,814	1,228
260	300	0,865	1,157	308	0,843	1,186	319	0,816	1,226
280	323	0,866	1,154	331	0,846	1,183	343	0,817	1,224
300	346	0,868	1,152	354	0,848	1,179	367	0,818	1,223
320	368	0,869	1,151	377	0,849	1,178	391	0,819	1,221
340	391	0,870	1,150	400	0,850	1,176	414	0,820	1,220
360	413	0,870	1,149	423	0,851	1,175	438	0,821	1,218
380	436	0,871	1,148	446	0,852	1,174	462	0,822	1,217
400	459	0,872	1,147	469	0,853	1,172	486	0,823	1,215
420	482	0,873	1,146	492	0,854	1,171	510	0,824	1,214
440	505	0,874	1,144	515	0,855	1,170	533	0,825	1,212
460	528	0,875	1,143	537	0,856	1,168	557	0,826	1,211
480	551	0,876	1,142	560	0,857	1,167	580	0,827	1,209
500	574	0,877	1,140	583	0,858	1,166	604	0,828	1,208
550	629	0,879	1,138	639	0,860	1,163	663	0,830	1,205
600	683	0,881	1,136	696	0,862	1,161	721	0,831	1,203
650	738	0,882	1,133	752	0,863	1,158	780	0,833	1,201
700	792	0,884	1,131	808	0,865	1,156	838	0,834	1,199
750	847	0,886	1,129	865	0,867	1,153	897	0,836	1,196
800	902	0,887	1,128	922	0,868	1,153	956	0,837	1,195
850	958	0,887	1,127	979	0,868	1,152	1015	0,838	1,194
900	1014	0,888	1,126	1036	0,869	1,151	1073	0,838	1,193
950	1069	0,888	1,126	1093	0,869	1,150	1132	0,839	1,192
1000	1125	0,889	1,125	1149	0,870	1,149	1191	0,840	1,191
1100	1235	0,890	1,123	1262	0,871	1,148	1306	0,842	1,188
1200	1345	0,892	1,121	1374	0,873	1,146	1422	0,843	1,186
1300	1455	0,893	1,120	1486	0,874	1,144	1538	0,845	1,184
1400	1565	0,895	1,118	1598	0,876	1,142	1653	0,846	1,181
1500	1674	0,896	1,116	1711	0,877	1,140	1769	0,848	1,179
1600	1783	0,897	1,115	1822	0,878	1,139	1883	0,849	1,178
1700	1892	0,898	1,114	1933	0,879	1,138	1998	0,850	1,176
1800	2002	0,899	1,113	2045	0,880	1,136	2113	0,852	1,174
1900	2111	0,900	1,111	2156	0,881	1,135	2227	0,853	1,173
2000	2220	0,901	1,110	2268	0,882	1,134	2342	0,854	1,171

Tab. III. A.

Indicirte Spannungen p_1

(in Atmosph. à 1 Kgr. pro Qu.-Centim.)

bei den Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung,

a) mit Coulissen-Steuerung nach Gooch, Stephenson etc.

Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)	$\frac{l_1}{l}$ = (Füllung) 0,125	0,15	0,20	0,25	0,3	0,333	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
p = 3	.	.	.	.	.	0,535	0,771	1,071	1,315	1,512	1,667
3¼	.	.	.	.	0,545	0,684	0,936	1,256	1,517	1,727	1,893
3½	.	.	.	.	0,684	0,832	1,100	1,441	1,719	1,943	2,120
3¾	.	.	.	0,584	0,823	0,980	1,265	1,626	1,921	2,159	2,347
p = 4	.	.	.	0,706	0,963	1,129	1,430	1,811	2,123	2,374	2,574
4¼	.	.	0,568	0,829	1,101	1,277	1,594	1,996	2,325	2,590	2,801
4½	.	.	0,665	0,951	1,241	1,425	1,759	2,182	2,527	2,805	3,027
4¾	.	0,430	0,762	1,073	1,380	1,574	1,923	2,367	2,728	3,021	3,254
p = 5	.	0,494	0,859	1,196	1,520	1,722	2,088	2,552	2,930	3,237	3,481
5½	0,394	0,623	1,052	1,440	1,799	2,019	2,417	2,922	3,334	3,668	3,934
6	0,478	0,751	1,246	1,685	2,077	2,315	2,746	3,292	3,738	4,099	4,388
6½	0,568	0,883	1,444	1,929	2,356	2,612	3,075	3,662	4,142	4,530	4,841
p = 7	0,659	1,016	1,641	2,173	2,635	2,909	3,404	4,032	4,545	4,961	5,295
7½	0,749	1,148	1,839	2,418	2,913	3,206	3,733	4,403	4,949	5,393	5,748
8	0,839	1,280	2,036	2,662	3,192	3,502	4,062	4,773	5,353	5,824	6,202
8½	0,929	1,412	2,234	2,906	3,471	3,799	4,391	5,143	5,757	6,255	6,655
p = 9	1,020	1,544	2,431	3,150	3,749	4,096	4,721	5,513	6,161	6,686	7,109
9½	1,110	1,677	2,629	3,394	3,928	4,392	5,050	5,883	6,564	7,117	7,562
10	1,200	1,809	2,827	3,639	4,307	4,689	5,379	6,254	6,968	7,549	8,016

Zu Tab. III. A.

b) mit separater Einlass-Coulisse.

$\frac{l_1}{l}=$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	$=\frac{l_1}{l}$ (Füllung)
													Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
$p=3$	1,703	1,603	1,469	1,294	1,069	0,886	0,783	0,612	0,418	0,196	.	.	$p=3$
$3\frac{1}{4}$	1,934	1,826	1,681	1,490	1,246	1,048	0,937	0,751	0,540	0,300	.	.	$3\frac{1}{4}$
$3\frac{1}{2}$	2,165	2,048	1,892	1,687	1,424	1,210	1,090	0,890	0,663	0,403	0,257	.	$3\frac{1}{2}$
$3\frac{3}{4}$	2,396	2,271	2,103	1,884	1,602	1,373	1,244	1,029	0,786	0,507	0,350	.	$3\frac{3}{4}$
$p=4$	2,627	2,494	2,315	2,081	1,780	1,535	1,398	1,168	0,908	0,610	0,442	0,261	$p=4$
$4\frac{1}{4}$	2,859	2,716	2,526	2,277	1,957	1,697	1,551	1,307	1,031	0,714	0,535	0,342	$4\frac{1}{4}$
$4\frac{1}{2}$	3,090	2,939	2,738	2,474	2,135	1,860	1,705	1,447	1,153	0,817	0,628	0,422	$4\frac{1}{2}$
$4\frac{3}{4}$	3,321	3,162	2,949	2,671	2,313	2,022	1,858	1,586	1,276	0,921	0,721	0,503	$4\frac{3}{4}$
$p=5$	3,552	3,384	3,161	2,867	2,491	2,184	2,012	1,725	1,398	1,024	0,813	0,584	$p=5$
$5\frac{1}{2}$	4,014	3,830	3,584	3,260	2,846	2,509	2,319	2,003	1,644	1,231	0,999	0,746	$5\frac{1}{2}$
6	4,476	4,275	4,007	3,654	3,202	2,833	2,626	2,281	1,889	1,438	1,184	0,907	6
$6\frac{1}{2}$	4,938	4,721	4,429	4,047	3,557	3,158	2,934	2,559	2,134	1,644	1,369	1,069	$6\frac{1}{2}$
$p=7$	5,401	5,166	4,852	4,440	3,913	3,483	3,241	2,838	2,379	1,851	1,554	1,230	$p=7$
$7\frac{1}{2}$	5,863	5,611	5,275	4,834	4,268	3,807	3,548	3,116	2,624	2,058	1,740	1,392	$7\frac{1}{2}$
8	6,325	6,057	5,698	5,227	4,624	4,132	3,856	3,394	2,869	2,265	1,925	1,554	8
$8\frac{1}{2}$	6,787	6,502	6,121	5,620	4,979	4,456	4,162	3,672	3,114	2,472	2,110	1,715	$8\frac{1}{2}$
$p=9$	7,249	6,948	6,544	6,013	5,335	4,781	4,470	3,950	3,359	2,679	2,296	1,877	$p=9$
$9\frac{1}{2}$	7,712	7,393	6,967	6,407	5,690	5,106	4,777	4,229	3,604	2,886	2,481	2,038	$9\frac{1}{2}$
10	8,173	7,838	7,389	6,800	6,045	5,430	5,084	4,507	3,849	3,094	2,666	2,200	10

Tab. III. B.

Indicirte Spannungen p_1

(in Atmosph. à 1 Kgr. pro Qu.-Centim.)

bei den **Auspuff**-Maschinen mit **Expansions**-Steuerung,

a) ohne Dampfhemd.

Die Emissionsspannung (p') durchaus = 1,13 Atmosph. angenommen.

mit kleinem schädl. Raume 0,20	0,15	0,125	0,10	$\frac{l_1}{l} =$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	$= \frac{l_1}{l}$ (Füll.) Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
.	.	.	.	$p = 3$	1,700	1,606	1,474	1,298	1,070	0,883	0,777	0,601	.	.	.	.	$p = 3$
.	.	.	.	$3\frac{1}{4}$	1,938	1,836	1,693	1,502	1,255	1,052	0,938	0,747	.	.	.	.	$3\frac{1}{4}$
0,643	.	.	.	$3\frac{1}{2}$	2,175	2,066	1,911	1,706	1,440	1,222	1,099	0,893	0,659	.	.	.	$3\frac{1}{2}$
0,771	.	.	.	$3\frac{3}{4}$	2,413	2,295	2,130	1,910	1,625	1,391	1,259	1,039	0,788	.	.	.	$3\frac{3}{4}$
0,899	0,570	.	.	$p = 4$	2,650	2,525	2,349	2,114	1,810	1,561	1,420	1,185	0,918	0,611	.	.	$p = 4$
1,027	0,677	.	.	$4\frac{1}{4}$	2,888	2,755	2,567	2,318	1,995	1,730	1,580	1,331	1,047	0,721	.		$4\frac{1}{4}$
1,155	0,785	0,576	.	$4\frac{1}{2}$	3,125	2,984	2,786	2,522	2,180	1,899	1,741	1,477	1,176	0,831	0,638	.	$4\frac{1}{2}$
1,283	0,892	0,672	.	$4\frac{3}{4}$	3,363	3,214	3,005	2,726	2,365	2,069	1,902	1,623	1,305	0,941	0,737	.	$4\frac{3}{4}$
1,411	1,000	0,768	.	$p = 5$	3,600	3,444	3,223	2,930	2,550	2,239	2,063	1,769	1,435	1,051	0,837	.	$p = 5$
1,667	1,215	0,960	.	$5\frac{1}{2}$	4,075	3,903	3,660	3,338	2,920	2,577	2,384	2,061	1,693	1,271	1,035	.	$5\frac{1}{2}$
1,923	1,430	1,152	0,849	6	4,550	4,362	4,098	3,746	3,290	2,916	2,705	2,353	1,952	1,491	1,234	0,955	6
2,179	1,645	1,343	1,015	$6\frac{1}{2}$	5,025	4,822	4,535	4,154	3,660	3,255	3,026	2,645	2,210	1,711	1,433	1,130	$6\frac{1}{2}$
2,435	1,860	1,535	1,182	$p = 7$	5,500	5,281	4,972	4,562	4,030	3,594	3,348	2,937	2,469	1,931	1,631	1,306	$p = 7$
2,692	2,075	1,727	1,349	$7\frac{1}{2}$	5,975	5,741	5,410	4,970	4,400	3,933	3,669	3,229	2,727	2,152	1,830	1,481	$7\frac{1}{2}$
2,948	2,290	1,919	1,515	8	6,450	6,200	5,847	5,378	4,770	4,272	3,990	3,520	2,986	2,372	2,029	1,656	8
3,204	2,505	2,111	1,682	$8\frac{1}{2}$	6,925	6,659	6,284	5,786	5,140	4,611	4,312	3,812	3,244	2,592	2,227	1,832	$8\frac{1}{2}$
3,460	2,720	2,302	1,848	$p = 9$	7,400	7,119	6,721	6,194	5,510	4,950	4,633	4,104	3,503	2,812	2,426	2,007	$p = 9$
3,716	2,934	2,494	2,015	$9\frac{1}{2}$	7,875	7,578	7,159	6,602	5,880	5,289	4,954	4,396	3,761	3,032	2,625	2,183	$9\frac{1}{2}$
3,972	3,149	2,686	2,181	10	8,350	8,037	7,596	7,010	6,250	5,627	5,275	4,688	4,019	3,252	2,823	2,358	10

Bei der Compression des Vorderdampfes auf eine gewisse Endspannung p_e ist von dem jeweiligen Betrage der indicirten Spannung p_1 je nach der Grösse m des schädl. Raumes ein Betrag Δ zu subtrahiren, und zwar:

für $p_e =$	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
wenn $m = 0{,}05$, $\Delta =$	0,036	0,063	0,092	0,128	0,165	0,207	0,253	0,300	0,351	0,453	0,557	0,669
„ $m = 0{,}035$, $\Delta =$	.	0,041	0,064	0,091	0,118	0,150	0,176	0,217	0,236	0,302	0,372	0,449
hiebei, wenn $m = 0{,}05$, $\frac{l_1}{l} =$	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,72	0,67	0,63
„ $m = 0{,}035$, $\frac{l_1}{l} =$	.	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,83	0,80	0,77	0,74

Zu Tab. III. B.

b) mit Dampfhemd.

Die Emissionsspannung (p') durchaus = 1,13 Atmosph. angenommen.

mit kleinem schädl. Raume 0,20	0,15	0,125	0,10	$\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	= $\frac{l_1}{l}$ (Füll.) Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
.	.	.	.	p = 3	1,712	1,625	1,499	1,330	1,108	0,926	0,823	0,651	.	.	.	.	p = 3
.	.	.	.	3¼	1,950	1,856	1,720	1,536	1,297	1,099	0,987	0,801	.	.	.		3¼
0,705	.	.	.	3½	2,189	2,087	1,941	1,743	1,485	1,272	1,152	0,951	0,722	.	.	.	3½
0,838	.	.	.	3¾	2,427	2,318	2,162	1,950	1,673	1,445	1,316	1,101	0,856	.	.	.	3¾
0,970	0,648	.	.	p = 4	2,666	2,549	2,382	2,156	1,861	1,618	1,481	1,251	0,990	0,690	.	.	p = 4
1,103	0,760	.	.	4¼	2,904	2,781	2,603	2,363	2,049	1,791	1,645	1,402	1,124	0,805	.	.	4¼
1,235	0,873	0,668	.	4½	3,143	3,012	2,824	2,570	2,238	1,964	1,809	1,552	1,257	0,920	0,733	.	4½
1,368	0,985	0,769	.	4¾	3,381	3,243	3,045	2,776	2,426	2,137	1,974	1,702	1,391	1,035	0,837	.	4¾
1,500	1,097	0,870	.	p = 5	3,620	3,474	3,265	2,983	2,614	2,310	2,138	1,852	1,525	1,151	0,942	.	p = 5
1,765	1,322	1,072	.	5½	4,097	3,937	3,707	3,396	2,990	2,656	2,467	2,152	1,793	1,381	1,151	.	5½
2,030	1,546	1,274	0,978	6	4,574	4,399	4,148	3,810	3,367	3,002	2,796	2,452	2,060	1,611	1,360	1,090	6
2,295	1,771	1,476	1,155	6½	5,051	4,862	4,590	4,223	3,743	3,348	3,125	2,752	2,327	1,841	1,570	1,276	6½
2,560	1,996	1,678	1,332	p = 7	5,528	5,324	5,031	4,636	4,120	3,694	3,454	3,052	2,595	2,071	1,779	1,463	p = 7
2,825	2,221	1,880	1,509	7½	6,005	5,786	5,473	5,050	4,496	4,040	3,782	3,353	2,863	2,301	1,988	1,649	7½
3,090	2,445	2,082	1,687	8	6,482	6,249	5,914	5,463	4,872	4,386	4,111	3,653	3,130	2,531	2,197	1,836	8
3,355	2,670	2,284	1,864	8½	6,959	6,711	6,356	5,876	5,249	4,732	4,440	3,953	3,398	2,761	2,406	2,023	8½
3,620	2,895	2,486	2,041	p = 9	7,436	7,174	6,797	6,289	5,625	5,078	4,769	4,253	3,665	2,991	2,616	2,209	p = 9
3,885	3,119	2,688	2,219	9½	7,913	7,636	7,239	6,703	6,002	5,424	5,098	4,553	3,933	3,222	2,825	2,369	9½
4,151	3,344	2,890	2,396	10	8,389	8,099	7,681	7,116	6,378	5,770	5,426	4,853	4,200	3,451	3,034	2,583	10

Bei der Compression des Vorderdampfes auf eine gewisse Endspannung p_e ist von dem jeweiligen Betrage der indicirten Spannung p_i je nach der Grösse m des schädl. Raumes der Betrag Δ zu subtrahiren, und zwar:

für p_e =	3	3½	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
wenn m = 0,05, Δ =	0,023	0,047	0,081	0,114	0,149	0,182	0,216	0,256	0,292	0,373	0,463	0,568
„ m = 0,035, Δ =	.	0,029	0,049	0,074	0,099	0,125	0,150	0,178	0,207	0,266	0,324	0,405
hiebei, wenn m = 0,05, $\frac{l_1}{l}$ =	0,93	0,92	0,90	0,88	0,87	0,85	0,83	0,82	0,80	0,77	0,73	0,70
„ m = 0,035, $\frac{l_1}{l}$ =	.	0,94	0,93	0,92	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86	0,83	0,81	0,79

Tab. III. C.

Indicirte Spannungen p_1

(in Atmosph. à 1 Kgr. pro Qu.-Centim.)

bei den Eincylinder-Condens.-Maschinen.

a) ohne Dampfhemd.

Die Emissionsspannung (p') durchaus = 0,21 Atmosph. angenommen.

mit kleinem schädl. Raume (3 bis 2%)						$\frac{l_1}{l} =$														$= \frac{l_1}{l}$ (Füll.)
0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
1,039	0,835	0,721	0,596	0,431	0,308	$p = 2\frac{1}{2}$	2,062	1,948	1,799	1,607	1,451	1,363	1,217	1,051	0,861	0,755	0,640	0,488	0,376	$p = 2\frac{1}{2}$
1,165	0,941	0,815	0,678	0,496	0,361	$2\frac{3}{4}$	2,290	2,165	2,000	1,789	1,618	1,521	1,360	1,178	0,969	0,852	0,726	0,559	0,436	$2\frac{3}{4}$
1,291	1,046	0,909	0,759	0,561	0,414	$p = 3$	2,518	2,382	2,202	1,972	1,785	1,679	1,504	1,305	1,077	0,949	0,812	0,629	0,495	$p = 3$
1,417	1,152	1,003	0,841	0,626	0,466	$3\frac{1}{4}$	2,747	2,598	2,404	2,155	1,952	1,838	1,648	1,432	1,185	1,047	0,898	0,700	0,555	$3\frac{1}{4}$
1,543	1,257	1,097	0,922	0,691	0,519	$3\frac{1}{2}$	2,975	2,815	2,606	2,338	2,119	1,996	1,791	1,559	1,293	1,144	0,984	0,771	0,615	$3\frac{1}{2}$
1,669	1,363	1,191	1,004	0,756	0,572	$3\frac{3}{4}$	3,203	3,032	2,808	2,520	2,286	2,154	1,935	1,686	1,401	1,242	1,070	0,842	0,674	$3\frac{3}{4}$
1,794	1,468	1,285	1,086	0,821	0,625	$p = 4$	3,431	3,249	3,010	2,703	2,453	2,313	2,079	1,813	1,509	1,339	1,156	0,913	0,734	$p = 4$
1,920	1,574	1,379	1,167	0,887	0,678	$4\frac{1}{4}$	3,659	3,466	3,212	2,886	2,621	2,471	2,223	1,940	1,617	1,436	1,242	0,983	0,793	$4\frac{1}{4}$
2,046	1,679	1,473	1,249	0,952	0,730	$4\frac{1}{2}$	3,888	3,682	3,414	3,068	2,788	2,629	2,366	2,067	1,725	1,534	1,328	1,054	0,853	$4\frac{1}{2}$
2,172	1,785	1,567	1,330	1,017	0,783	$4\frac{3}{4}$	4,116	3,899	3,616	3,251	2,955	2,787	2,510	2,195	1,833	1,631	1,414	1,125	0,913	$4\frac{3}{4}$
2,298	1,890	1,661	1,412	1,082	0,836	$p = 5$	4,344	4,116	3,817	3,434	3,122	2,946	2,653	2,321	1,941	1,729	1,499	1,195	0,972	$p = 5$
2,550	2,101	1,849	1,575	1,212	0,942	$5\frac{1}{2}$	4,800	4,550	4,221	3,799	3,456	3,262	2,941	2,575	2,157	1,924	1,671	1,337	1,091	$5\frac{1}{2}$
2,802	2,312	2,037	1,738	1,342	1,047	6	5,257	4,983	4,624	4,164	3,790	3,579	3,228	2,829	2,373	2,119	1,843	1,478	1,210	6
3,053	2,523	2,225	1,902	1,472	1,153	$6\frac{1}{2}$	5,713	5,417	5,028	4,529	4,124	3,895	3,515	3,084	2,589	2,314	2,015	1,620	1,330	$6\frac{1}{2}$
3,305	2,734	2,413	2,065	1,602	1,258	$p = 7$	6,169	5,850	5,432	4,895	4,458	4,212	3,802	3,338	2,805	2,509	2,187	1,761	1,449	$p = 7$
3,557	2,945	2,602	2,228	1,733	1,364	$7\frac{1}{2}$	6,626	6,284	5,836	5,260	4,793	4,529	4,090	3,592	3,021	2,703	2,359	1,903	1,568	$7\frac{1}{2}$
3,809	3,156	2,790	2,391	1,863	1,470	8	7,082	6,718	6,239	5,626	5,127	4,845	4,377	3,846	3,238	2,898	2,531	2,044	1,687	8
4,061	3,367	2,978	2,554	1,993	1,575	$8\frac{1}{2}$	7,539	7,151	6,643	5,991	5,461	5,162	4,664	4,100	3,454	3,093	2,703	2,186	1,806	$8\frac{1}{2}$
4,312	3,578	3,166	2,718	2,123	1,681	$p = 9$	7,995	7,585	7,047	6,356	5,795	5,478	4,952	4,354	3,670	3,288	2,874	2,327	1,926	$p = 9$

Bei der Compression des Vorderdampfes auf eine gewisse Endspannung p_e ist von dem jeweiligen Betrage der indicirten Spannung p_1 je nach der Grösse m des schädl. Raumes ein Betrag Δ zu subtrahiren, und zwar:

für $p_e =$	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$
wenn $m = 0{,}035$, $\Delta =$	0,174	0,237	0,304	0,371	.	.	.
„ $m = 0{,}025$, $\Delta =$	0,128	0,172	0,219	0,270	0,327	0,382	0,440
hiebei, wenn $m = 0{,}035$, $\frac{l_2}{l} =$	0,53	0,42	0,30	0,19	.	.	.
„ $m = 0{,}025$, $\frac{l_2}{l} =$	0,66	0,58	0,50	0,42	0,32	0,24	0,15

Zu Tab. III. C.

b) mit Dampfhemd.

Die Emissionsspannung (p') durchaus = 0,21 Atmosph. angenommen.

mit kleinem schädl. Raume (3 bis 2%)						$\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	= $\frac{l_1}{l}$ (Füll.)
0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05		Abs. Adm. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)													
1,105	0,904	0,790	0,667	0,502	0,379	$p = 2\frac{1}{2}$	2,092	1,988	1,846	1,662	1,510	1,424	1,281	1,118	0,930	0,826	0,713	0,565	0,456	$p = 2\frac{1}{2}$
1,238	1,016	0,891	0,755	0,574	0,439	$2\frac{3}{4}$	2,323	2,209	2,053	1,850	1,683	1,589	1,431	1,251	1,045	0,931	0,807	0,643	0,523	$2\frac{3}{4}$
1,370	1,128	0,992	0,844	0,646	0,499	$p = 3$	2,555	2,429	2,260	2,038	1,856	1,753	1,581	1,385	1,160	1,035	0,900	0,721	0,591	$p = 3$
1,503	1,241	1,093	0,933	0,718	0,559	$3\frac{1}{4}$	2,786	2,650	2,466	2,227	2,029	1,917	1,731	1,519	1,275	1,140	0,993	0,800	0,659	$3\frac{1}{4}$
1,635	1,353	1,194	1,021	0,791	0,619	$3\frac{1}{2}$	3,017	2,871	2,673	2,415	2,202	2,082	1,881	1,652	1,390	1,244	1,086	0,878	0,726	$3\frac{1}{2}$
1,768	1,466	1,295	1,110	0,863	0,679	$3\frac{3}{4}$	3,248	3,092	2,880	2,603	2,375	2,246	2,031	1,786	1,505	1,349	1,180	0,957	0,794	$3\frac{3}{4}$
1,900	1,578	1,396	1,199	0,935	0,739	$p = 4$	3,479	3,313	3,086	2,791	2,548	2,411	2,181	1,920	1,620	1,454	1,273	1,035	0,861	$p = 4$
2,033	1,690	1,497	1,287	1,007	0,799	$4\frac{1}{4}$	3,711	3,533	3,293	2,979	2,721	2,575	2,332	2,054	1,735	1,558	1,366	1,114	0,929	$4\frac{1}{4}$
2,165	1,803	1,598	1,376	1,079	0,859	$4\frac{1}{2}$	3,942	3,754	3,500	3,168	2,894	2,739	2,482	2,188	1,850	1,663	1,460	1,192	0,997	$4\frac{1}{2}$
2,298	1,915	1,699	1,465	1,152	0,918	$4\frac{3}{4}$	4,173	3,975	3,706	3,356	3,067	2,904	2,632	2,321	1,965	1,767	1,553	1,271	1,064	$4\frac{3}{4}$
2,430	2,027	1,800	1,553	1,223	0,979	$p = 5$	4,404	4,195	3,913	3,544	3,240	3,068	2,782	2,455	2,081	1,872	1,646	1,349	1,131	$p = 5$
2,695	2,252	2,002	1,730	1,368	1,099	$5\frac{1}{2}$	4,867	4,637	4,326	3,920	3,586	3,397	3,082	2,722	2,310	2,081	1,833	1,506	1,267	$5\frac{1}{2}$
2,960	2,476	2,204	1,908	1,512	1,218	6	5,329	5,078	4,740	4,297	3,932	3,726	3,382	2,990	2,541	2,290	2,020	1,663	1,402	6
3,225	2,701	2,406	2,085	1,656	1,338	$6\frac{1}{2}$	5,792	5,520	5,153	4,673	4,278	4,055	3,682	3,258	2,771	2,500	2,206	1,820	1,537	$6\frac{1}{2}$
3,490	2,926	2,608	2,262	1,801	1,458	$p = 7$	6,254	5,961	5,566	5,050	4,624	4,384	3,982	3,525	3,001	2,709	2,393	1,977	1,672	$p = 7$
3,755	3,151	2,810	2,439	1,945	1,578	$7\frac{1}{2}$	6,716	6,403	5,980	5,426	4,970	4,712	4,283	3,793	3,231	2,918	2,579	2,134	1,807	$7\frac{1}{2}$
4,020	3,375	3,012	2,617	2,089	1,698	8	7,179	6,844	6,393	5,802	5,316	5,041	4,583	4,060	3,461	3,127	2,766	2,290	1,942	8
4,285	3,600	3,214	2,794	2,233	1,818	$8\frac{1}{2}$	7,641	7,286	6,806	6,179	5,662	5,370	4,883	4,328	3,691	3,336	2,953	2,447	2,077	$8\frac{1}{2}$
4,550	3,825	3,416	2,971	2,378	1,938	$p = 9$	8,104	7,727	7,219	6,555	6,008	5,699	5,183	4,595	3,922	3,546	3,139	2,604	2,212	$p = 9$

Bei der Compression des Vorderdampfes auf eine gewisse Endspannung p_e ist von dem jeweiligen Betrage der indicirten Spannung p_i je nach der Grösse m des schädl. Raumes ein Betrag Δ zu subtrahiren, und zwar:

für p_e =	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$	5	$5^1/_2$	6	$6^1/_2$	7	8	9
wenn $m = 0{,}035$, Δ =	0,116	0,153	0,195	0,238	0,282	0,330	0,376	0,424	0,472	0,524	0,623	.
„ $m = 0{,}025$, Δ =	0,085	0,111	0,141	0,173	0,205	0,238	0,273	0,308	0,345	0,383	0,458	0,535
hiebei wenn $m = 0{,}035$, $\frac{l_1}{l}$ =	0,74	0,67	0,62	0,56	0,50	0,45	0,40	0,34	0,29	0,24	0,15	.
„ $m = 0{,}025$, $\frac{l_1}{l}$ =	0,80	0,76	0,72	0,67	0,64	0,60	0,56	0,52	0,49	0,45	0,38	0,30

Tab. III. D.

Indicierte Spannungen p_1

(in Atmosph. à 1 Kgr. pro Qu.-Centim.)

bei den Zweicylinder-Condens.-Maschinen (mit Doppelsteuerung und Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder).

a) ohne (geheizten) **Receiver**. (Corr. Woolf-Masch. resp. Masch. mit **kaltem Receiver.**)

Emiss.-Spannung $p' = 0{,}21$ Atm. angenommen.

reduc. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	= $\frac{l_1}{l}$ (Füll. reduc.)
											Abs. Admiss. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
$p = 4$	1,928	1,679	1,384	1,215	1,029	0,865	0,776	0,684	.	.	$p = 4$
$4\frac{1}{4}$	2,057	1,793	1,480	1,301	1,104	0,929	0,836	0,737	.	.	$4\frac{1}{4}$
$4\frac{1}{2}$	2,187	1,908	1,577	1,388	1,179	0,994	0,895	0,791	.	.	$4\frac{1}{2}$
$4\frac{3}{4}$	2,316	2,022	1,673	1,474	1,254	1,059	0,954	0,844	.	.	$4\frac{3}{4}$
$p = 5$	2,445	2,136	1,770	1,560	1,328	1,124	1,013	0,897	0,775	.	$p = 5$
$5\frac{1}{2}$	2,694	2,357	1,957	1,727	1,474	1,250	1,129	1,002	0,867	.	$5\frac{1}{2}$
6	2,943	2,578	2,144	1,895	1,619	1,376	1,244	1,106	0,959	0,803	6
$6\frac{1}{2}$	3,187	2,795	2,328	2,060	1,763	1,500	1,358	1,209	1,050	0,881	$6\frac{1}{2}$
$p = 7$	3,432	3,013	2,513	2,225	1,906	1,624	1,472	1,311	1,141	0,960	$p = 7$
$7\frac{1}{2}$	3,676	3,231	2,697	2,390	2,050	1,748	1,586	1,414	1,232	1,058	$7\frac{1}{2}$
8	3,921	3,448	2,882	2,556	2,193	1,873	1,700	1,517	1,323	1,116	8
$8\frac{1}{2}$	4,163	3,663	3,064	2,719	2,335	1,995	1,812	1,618	1,413	1,193	$8\frac{1}{2}$
$p = 9$	4,404	3,877	3,246	2,882	2,477	2,118	1,925	1,720	1,502	1,270	$p = 9$
$9\frac{1}{2}$	4,645	4,092	3,428	3,045	2,619	2,241	2,037	1,821	1,592	1,347	$9\frac{1}{2}$
10	4,887	4,307	3,610	3,208	2,761	2,363	2,149	1,922	1,682	1,424	10

Bei der Compression des Vorderdampfes, gleichmässig in beiden Cylindern, im Hochdruck-cylinder bis zu einer Endspannung = p ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung p_1 (wenn der schädl. Raum in beiden Cylindern durchschnittlich etwa 4% beträgt) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

für p =	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	8	9	10
Δ =	0,108	0,123	0,138	0,153	0,169	0,184	0,198	0,224	0,247	0,269

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern

c) Indicierte Spannungen p_1 **im Mittel zwischen**

(bezw. für bloss **äusserlich**

reduc. $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$p = 4$	1,980	1,729	1,433	1,265	1,080
$4\frac{1}{4}$	2,112	1,845	1,531	1,352	1,156
$4\frac{1}{2}$	2,244	1,962	1,629	1,440	1,233
$4\frac{3}{4}$	2,376	2,078	1,728	1,528	1,309
$p = 5$	2,507	2,194	1,826	1,616	1,385
$5\frac{1}{2}$	2,766	2,424	2,020	1,790	1,537
6	3,024	2,653	2,214	1,964	1,688
$6\frac{1}{2}$	3,278	2,878	2,405	2,135	1,837
$p = 7$	3,533	3,104	2,596	2,306	1,986
$7\frac{1}{2}$	3,787	3,330	2,787	2,477	2,135
8	4,041	3,555	2,978	2,648	2,284
$8\frac{1}{2}$	4,294	3,780	3,168	2,818	2,432
$p = 9$	4,548	4,004	3,358	2,989	2,580
$9\frac{1}{2}$	4,801	4,228	3,548	3,159	2,728
10	5,054	4,453	3,739	3,329	2,876

Bei der Compression des Vorderdampfes, gleichmässig in beiden Cylindern, und zwar **im Hochdruck-** schädliche Raum in beiden Cylindern durchschnittlich etwa 4% beträgt) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

Für p =	4	$4\frac{1}{2}$	5	$5\frac{1}{2}$	6
wenn $m = 0{,}04$; Δ =	0,103	0,118	0,132	0,146	0,160

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu

Zu Tab. III. D.

b) mit ausgiebig geheiztem Receiver. (Receiver-Woolf- und Compound-Masch. mit Dampfhemd auch am Niederdruck-Cylinder.)

Emiss.-Spannung $p'=0{,}21$ Atm. angenommen.

reduc. $\frac{l_1}{l}=$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	$=\frac{l_1}{l}$ (Füll. reduc.) Abs. Admiss. Spannung p in Atm. (Kgr. pro Qu.-Centim.)
$p=4$	2,033	1,778	1,482	1,314	1,131	0,971	0,886	0,796	.	.	$p=4$
4¼	2,167	1,897	1,582	1,404	1,209	1,038	0,947	0,852	.	.	4¼
4½	2,301	2,015	1,682	1,493	1,286	1,106	1,009	0,908	.	.	4½
4¾	2,435	2,134	1,782	1,583	1,364	1,174	1,071	0,964	.	.	4¾
$p=5$	2,570	2,253	1,882	1,672	1,442	1,241	1,133	1,021	0,902	.	$p=5$
5½	2,838	2,490	2,083	1,852	1,600	1,379	1,260	1,136	1,006	.	5½
6	3,105	2,727	2,284	2,033	1,757	1,516	1,387	1,252	1,109	0,960	6
6½	3,369	2,961	2,482	2,210	1,912	1,650	1,510	1,364	1,209	1,047	6½
$p=7$	3,633	3,195	2,680	2,387	2,066	1,784	1,633	1,476	1,309	1,134	$p=7$
7½	3,897	3,429	2,878	2,564	2,220	1,918	1,757	1,588	1,409	1,221	7½
8	4,161	3,662	3,075	2,741	2,375	2,052	1,880	1,699	1,509	1,308	8
8½	4,426	3,896	3,273	2,918	2,529	2,186	2,003	1,811	1,608	1,394	8½
$p=9$	4,691	4,131	3,472	3,095	2,683	2,320	2,126	1,922	1,708	1,481	$p=9$
9½	4,956	4,365	3,670	3,273	2,837	2,454	2,249	2,034	1,807	1,567	9½
10	5,221	4,599	3,868	3,450	2,991	2,588	2,372	2,145	1,906	1,653	10

Bei der Compression des Vorderdampfes, gleichmässig in beiden Cylindern, im Hochdruck-Cylinder bis zu einer Endspannung p ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung (wenn der schädliche Raum in beiden Cylindern durchschnittlich etwa 4% beträgt) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

für $p=$	4	4½	5	5½	6	6½	7	8	9	10
$\Delta=$	0,098	0,112	0,125	0,138	0,151	0,165	0,179	0,201	0,223	0,244

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern.

ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver

geheizten Receiver). $p'=0{,}21$ Atm.

0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	$=\frac{l_1}{l}$ reduc.
0,918	0,831	0,740	.	.	$p=4$
0,984	0,892	0,795	.	.	4¼
1,050	0,952	0,859	.	.	4½
1,116	1,013	0,914	.	.	4¾
1,182	1,073	0,959	0,838	.	$p=5$
1,314	1,194	1,069	0,936	.	5½
1,446	1,316	1,179	1,034	0,881	6
1,575	1,434	1,286	1,130	0,964	6½
1,704	1,553	1,394	1,225	1,047	$p=7$
1,833	1,671	1,501	1,321	1,129	7½
1,963	1,790	1,608	1,416	1,212	8
2,091	1,907	1,715	1,511	1,294	8½
2,219	2,025	1,821	1,605	1,375	$p=9$
2,347	2,143	1,927	1,699	1,457	9½
2,475	2,260	2,034	1,794	1,539	10

Cylinder bis zu einer Endspannung p ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung (wenn der

6½	7	8	9	10	$=p$
0,175	0,188	0,213	0,235	0,257	$=\Delta$

vergrössern oder zu verkleinern.

Tab. III'.

Reciproke Werthe $\frac{1}{p_i}$ der indicierten Spannungen p_i bei Maschinen ohne (namhafte) Compression.*)

A. Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =		0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
a) Coulisse nach Gooch, Stephenson etc.	p = 3	0,600	0,662	0,760	0,934	1,297	1,868	.	.	.	.	.	.
	3½	0,472	0,515	0,582	0,694	0,909	1,202	1,462	.	.	.	.	.
	4	0,389	0,421	0,471	0,552	0,700	0,886	1,039	1,416	.	.	.	.
	4½	0,330	0,357	0,396	0,458	0,569	0,702	0,806	1,052	1,504	.	.	.
	p = 5	0,287	0,309	0,341	0,392	0,479	0,581	0,658	0,836	1,165	2,024	.	.
	5½	0,254	0,273	0,300	0,342	0,414	0,495	0,556	0,694	0,950	1,606	2,539	.
	6	0,228	0,244	0,268	0,304	0,364	0,432	0,482	0,594	0,803	1,331	2,091	.
	6½	0,207	0,221	0,241	0,273	0,325	0,383	0,425	0,518	0,693	1,132	1,759	.
	p = 7	0,189	0,202	0,220	0,248	0,294	0,344	0,380	0,460	0,609	0,985	1,518	.
	8	0,161	0,172	0,187	0,210	0,246	0,286	0,313	0,376	0,491	0,781	1,192	.
	9	0,141	0,150	0,162	0,181	0,212	0,244	0,267	0,318	0,411	0,648	0,980	.
	10	0,125	0,133	0,144	0,160	0,186	0,213	0,232	0,275	0,354	0,553	0,833	.
b) Separate Einlass-Coulisse.	p = 3	0,587	0,624	0,681	0,773	0,936	1,129	1,277	1,634	2,392	5,099	.	.
	3½	0,462	0,488	0,529	0,593	0,702	0,826	0,917	1,123	1,508	2,480	3,889	.
	4	0,381	0,401	0,432	0,481	0,562	0,652	0,716	0,856	1,101	1,639	2,260	3,834
	4½	0,324	0,340	0,365	0,404	0,468	0,538	0,587	0,691	0,867	1,224	1,593	2,367
	p = 5	0,282	0,296	0,316	0,349	0,402	0,458	0,497	0,580	0,715	0,977	1,230	1,713
	5½	0,249	0,261	0,279	0,307	0,351	0,399	0,431	0,499	0,609	0,812	1,002	1,341
	6	0,223	0,234	0,250	0,274	0,312	0,353	0,381	0,438	0,529	0,696	0,845	1,102
	6½	0,203	0,212	0,226	0,247	0,281	0,317	0,341	0,391	0,469	0,608	0,731	0,936
	p = 7	0,185	0,194	0,206	0,225	0,256	0,287	0,309	0,352	0,420	0,540	0,644	0,813
	8	0,158	0,165	0,176	0,191	0,216	0,242	0,259	0,295	0,349	0,442	0,520	0,644
	9	0,138	0,144	0,153	0,166	0,188	0,209	0,224	0,253	0,298	0,373	0,436	0,533
	10	0,122	0,128	0,135	0,147	0,165	0,184	0,197	0,222	0,260	0,323	0,375	0,455

B. Auspuff-Maschinen mit Expansions-Steuerung (nach Meyer, Corliss etc.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =		0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
a) Ohne Dampfhemd.	p = 3	0,588	0,623	0,679	0,770	0,935	1,133	1,286	1,663	2,496	5,858	.	.
	3½	0,460	0,484	0,523	0,586	0,695	0,819	0,910	1,119	1,517	2,558	4,158	.
	4	0,377	0,396	0,426	0,473	0,553	0,641	0,704	0,844	1,090	1,636	2,277	3,949
	4½	0,320	0,335	0,359	0,397	0,459	0,527	0,574	0,677	0,848	1,203	1,568	2,333
	p = 5	0,278	0,290	0,310	0,341	0,392	0,447	0,485	0,565	0,697	0,952	1,196	1,657
	5½	0,245	0,256	0,273	0,300	0,343	0,388	0,420	0,485	0,591	0,787	0,975	1,283
	6	0,220	0,229	0,244	0,267	0,304	0,343	0,370	0,425	0,512	0,671	0,810	1,047
	6½	0,199	0,207	0,221	0,241	0,273	0,307	0,330	0,378	0,453	0,584	0,698	0,885
	p = 7	0,182	0,189	0,201	0,219	0,248	0,278	0,299	0,341	0,405	0,518	0,613	0,766
	8	0,155	0,161	0,171	0,186	0,210	0,234	0,251	0,284	0,335	0,422	0,493	0,604
	9	0,135	0,141	0,149	0,161	0,182	0,202	0,216	0,244	0,286	0,356	0,412	0,498
	10	0,120	0,124	0,132	0,143	0,160	0,178	0,190	0,213	0,249	0,308	0,354	0,424
b) Mit Dampfhemd.	p = 3	0,584	0,616	0,667	0,752	0,902	1,080	1,215	1,536	2,198	4,342	.	.
	3½	0,457	0,479	0,515	0,574	0,674	0,786	0,868	1,051	1,385	2,173	3,181	.
	4	0,375	0,392	0,420	0,464	0,537	0,618	0,675	0,799	1,010	1,449	1,910	2,915
	4½	0,318	0,332	0,354	0,389	0,447	0,509	0,553	0,645	0,795	1,087	1,365	1,888
	p = 5	0,276	0,288	0,306	0,335	0,383	0,433	0,468	0,540	0,656	0,869	1,062	1,396
	5½	0,244	0,254	0,270	0,295	0,334	0,377	0,405	0,465	0,558	0,724	0,869	1,107
	6	0,219	0,227	0,241	0,263	0,297	0,333	0,358	0,408	0,485	0,621	0,735	0,918
	6½	0,198	0,206	0,218	0,237	0,267	0,299	0,320	0,363	0,430	0,543	0,637	0,784
	p = 7	0,181	0,188	0,199	0,216	0,243	0,271	0,290	0,328	0,385	0,483	0,562	0,684
	8	0,154	0,160	0,169	0,183	0,205	0,228	0,243	0,274	0,320	0,395	0,455	0,545
	9	0,135	0,139	0,147	0,159	0,178	0,197	0,210	0,235	0,273	0,334	0,382	0,453
	10	0,119	0,124	0,130	0,141	0,157	0,173	0,184	0,206	0,238	0,290	0,330	0,387

*) Nur bei den Maschinen mit Coulisse nach Gooch, Stephenson etc. ist die ihnen eigenthümliche, mit dem Expansionsgrade steigende Compression selbstverständlich einbezogen.

Fortsetzung der Tab. III'.

C. Eincylinder-Condens.-Maschinen.

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
a) Ohne Dampfhemd.	p = 2½	0,485	0,513	0,556	0,622	0,689	0,734	0,822	0,952	1,162	1,325	1,564	2,050	2.660
	3	0,397	0,420	0,454	0,507	0,560	0,596	0,665	0,766	0,929	1,053	1,232	1,589	2,019
	3½	0,336	0,355	0,384	0,428	0,472	0,501	0,558	0,641	0,774	0,874	1,017	1,297	1,627
	4	0,292	0,308	0,332	0,370	0,408	0,432	0,481	0,552	0,663	0,747	0,865	1,096	1,363
	4½	0,257	0,272	0,293	0,326	0,359	0,380	0,423	0,484	0,580	0,652	0,753	0,949	1,173
	p = 5	0,230	0,243	0,262	0,291	0,320	0,340	0,377	0,431	0,515	0,578	0,667	0,837	1,029
	5½	0,208	0,220	0,237	0,263	0,289	0,307	0,340	0,388	0,464	0,520	0,598	0,748	0,917
	6	0,190	0,201	0,216	0,240	0,264	0,279	0,310	0,353	0,421	0,472	0,543	0,677	0,826
	6½	0,175	0,185	0,199	0,221	0,243	0,257	0,285	0,324	0,386	0,432	0,496	0,617	0,752
	p = 7	0,162	0,171	0,184	0,204	0,224	0,237	0,263	0,300	0,357	0,399	0,457	0,568	0,690
	8	0,141	0,149	0,160	0,178	0,195	0,206	0,228	0,260	0,309	0,345	0,395	0,489	0,593
	9	0,125	0,132	0,142	0,157	0,173	0,183	0,202	0,230	0,273	0,304	0,348	0,430	0,519
b) Mit Dampfhemd.	p = 2½	0,478	0,503	0,542	0,602	0,662	0,702	0,781	0,895	1,075	1,211	1,402	1,772	2,194
	3	0,391	0,412	0,443	0,491	0,539	0,570	0,633	0,722	0,862	0,966	1,111	1,386	1,692
	3½	0,331	0,348	0,374	0,414	0,454	0,480	0,532	0,605	0,719	0,804	0,920	1,139	1,377
	4	0,287	0,302	0,324	0,358	0,392	0,415	0,458	0,521	0,617	0,688	0,786	0,966	1,161
	4½	0,254	0,266	0,286	0,316	0,346	0,365	0,403	0,457	0,540	0,601	0,685	0,839	1,004
	p = 5	0,227	0,238	0,256	0,282	0,309	0,326	0,360	0,407	0,481	0,534	0,607	0,741	0,884
	5½	0,206	0,216	0,231	0,255	0,279	0,294	0,325	0,367	0,433	0,481	0,546	0,664	0,790
	6	0,188	0,197	0,211	0,233	0,254	0,268	0,296	0,334	0,394	0,437	0,495	0,601	0,714
	6½	0,173	0,181	0,194	0,214	0,234	0,247	0,272	0,307	0,361	0,400	0,453	0,550	0,651
	p = 7	0,160	0,168	0,180	0,198	0,216	0,228	0,251	0,284	0,333	0,369	0,418	0,506	0,598
	8	0,139	0,146	0,156	0,172	0,188	0,198	0,218	0,246	0,289	0,320	0,362	0,437	0,515
	9	0,123	0,129	0,139	0,153	0,166	0,176	0,193	0,218	0,255	0,282	0,319	0,384	0,452

D. Zweicylinder-Condens.-Maschinen.

	reduc. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
a) Ohne (geheizten) Receiver bezw. für kalten Receiver.	p = 4	0,519	0,596	0,723	0,823	0,972	1,156	1,288	1,463	1,709	2,080
	4½	0,457	0,524	0,634	0,721	0,848	1,006	1,117	1,265	1,471	1,778
	p = 5	0,409	0,468	0,565	0,641	0,753	0,890	0,987	1,114	1,291	1,553
	5½	0,371	0,424	0,511	0,579	0,679	0,800	0,886	0,998	1,154	1,382
	6	0,340	0,389	0,467	0,528	0,618	0,727	0,804	0,904	1,043	1,245
	6½	0,314	0,358	0,430	0,486	0,567	0,667	0,736	0,827	0,952	1,135
	p = 7	0,291	0,332	0,398	0,449	0,525	0,616	0,679	0,763	0,876	1,042
	8	0,255	0,290	0,347	0,392	0,456	0,534	0,588	0,659	0,756	0,896
	9	0,227	0,258	0,308	0,347	0,404	0,472	0,520	0,582	0,666	0,787
	10	0,205	0,232	0,277	0,312	0,362	0,423	0,465	0,520	0,595	0,702
b) Mit ausgiebig geheiztem Receiver.	p = 4	0,492	0,562	0,675	0,761	0,884	1,030	1,129	1,256	1,423	1,655
	4½	0,435	0,496	0,595	0,670	0,777	0,904	0,991	1,101	1,246	1,447
	p = 5	0,389	0,444	0,531	0,598	0,694	0,806	0,883	0,980	1,108	1,286
	5½	0,352	0,402	0,480	0,540	0,625	0,725	0,794	0,880	0,994	1,151
	6	0,322	0,367	0,438	0,492	0,569	0,660	0,721	0,799	0,902	1,042
	6½	0,297	0,338	0,403	0,453	0,523	0,606	0,662	0,733	0,827	0,956
	p = 7	0,275	0,313	0,373	0,419	0,484	0,561	0,612	0,678	0,764	0,882
	8	0,240	0,273	0,325	0,365	0,421	0,487	0,532	0,588	0,663	0,765
	9	0,213	0,242	0,288	0,323	0,373	0,431	0,470	0,520	0,586	0,675
	10	0,191	0,217	0,259	0,290	0,334	0,386	0,422	0,466	0,525	0,605
c) Im Mittel zwischen ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver, bezw. mit äusserlich geheiztem Receiver.	p = 4	0,505	0,579	0,698	0,791	0,926	1,090	1,203	1,351	.	.
	4½	0,446	0,510	0,614	0,694	0,811	0,952	1,050	1,164	.	.
	p = 5	0,399	0,456	0,548	0,619	0,722	0,846	0,932	1,043	1,193	.
	5½	0,362	0,413	0,495	0,559	0,651	0,761	0,837	0,936	1,068	.
	6	0,331	0,377	0,452	0,509	0,592	0,692	0,760	0,848	0,967	1,135
	6½	0,305	0,347	0,416	0,468	0,544	0,635	0,697	0,778	0,885	1,037
	p = 7	0,283	0,322	0,385	0,434	0,504	0,587	0,644	0,718	0,816	0,955
	8	0,248	0,281	0,315	0,378	0,438	0,510	0,559	0,622	0,706	0,825
	9	0,220	0,250	0,298	0,335	0,388	0,451	0,494	0,549	0,623	0,727
	10	0,198	0,225	0,268	0,300	0,348	0,404	0,442	0,492	0,558	0,650

Tab. IV.

Leergangs-Widerstandsspannung r_0 (Kgr. od. Atm.) und Coëfficient μ der zusätzlichen Reibung nebst $\frac{1}{1+\mu}$.

(Ohne Rücksicht auf das Schwungradgewicht etc.)

A. Bei den Auspuff-Maschinen.

Masch. leicht gebaut				mittelstark gebaut			sehr kräftig gebaut					Kolben-Durchm. D Met.
Durchm. D Met.	bei Eincylinder-Maschinen: r_0 für eine grösste Admiss. Spannung (p in Atm. od. Kgr.)									μ	$\frac{1}{1+\mu}$	
	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10			
0,10	0,323	0,329	0,334	0,344	0,353	0,361	0,369	0,376	0,383	0,143	0,875	0,10
11	0,302	0,308	0,313	0,323	0,332	0,340	0,348	0,355	0,362	0,141	0,877	11
12	0,281	0,287	0,292	0,302	0,311	0,319	0,327	0,334	0,341	0,139	0,878	12
13	0,266	0,272	0,278	0,287	0,296	0,305	0,312	0,320	0,326	0,137	0,880	13
14	0,251	0,257	0,263	0,273	0,282	0,290	0,297	0,305	0,311	0,135	0,881	14
0,15	0,240	0,246	0,251	0,261	0,270	0,279	0,286	0,293	0,300	0,133	0,882	0,15
16	0,229	0,235	0,240	0,250	0,259	0,267	0,275	0,282	0,289	0,132	0,884	16
17	0,220	0,226	0,232	0,242	0,251	0,259	0,266	0,274	0,280	0,130	0,885	17
18	0,212	0,218	0,223	0,233	0,242	0,250	0,258	0,265	0,272	0,128	0,886	18
19	0,205	0,211	0,216	0,226	0,235	0,243	0,251	0,258	0,265	0,127	0,888	19
0,20	0,198	0,204	0,209	0,219	0,228	0,236	0,244	0,251	0,258	0,125	0,889	0,20
22	0,186	0,192	0,198	0,208	0,217	0,225	0,232	0,240	0,246	0,122	0,891	22
24	0,177	0,183	0,188	0,198	0,207	0,215	0,223	0,230	0,237	0,119	0,893	24
26	0,169	0,175	0,180	0,190	0,199	0,207	0,215	0,222	0,229	0,117	0,896	26
28	0,162	0,168	0,173	0,183	0,192	0,200	0,208	0,215	0,222	0,114	0,898	28
0,30	0,156	0,162	0,167	0,177	0,186	0,194	0,202	0,209	0,216	0,111	0,900	0,30
32	0,151	0,157	0,162	0,172	0,181	0,189	0,197	0,204	0,211	0,109	0,902	32
34	0,146	0,152	0,158	0,167	0,176	0,185	0,192	0,200	0,206	0,107	0,904	34
36	0,142	0,148	0,154	0,163	0,172	0,181	0,188	0,196	0,202	0,105	0,905	36
38	0,139	0,144	0,150	0,160	0,169	0,177	0,185	0,192	0,199	0,102	0,907	38
0,40	0,135	0,141	0,147	0,156	0,165	0,174	0,181	0,189	0,195	0,100	0,909	0,40
42	0,132	0,138	0,144	0,154	0,163	0,171	0,179	0,186	0,193	0,098	0,911	42
44	0,130	0,136	0,141	0,151	0,160	0,168	0,176	0,183	0,190	0,096	0,912	44
46	0,127	0,133	0,138	0,148	0,157	0,166	0,173	0,180	0,187	0,095	0,914	46
48	0,125	0,131	0,136	0,146	0,155	0,163	0,171	0,178	0,185	0,093	0,915	48
0,50	0,123	0,129	0,134	0,144	0,153	0,161	0,169	0,176	0,183	0,091	0,917	0,50
55	0,118	0,124	0,130	0,139	0,148	0,157	0,164	0,172	0,178	0,088	0,920	55
60	0,114	0,120	0,126	0,136	0,145	0,153	0,161	0,168	0,175	0,084	0,922	60
65	0,111	0,117	0,123	0,132	0,141	0,150	0,157	0,165	0,171	0,081	0,925	65
70	0,108	0,114	0,120	0,130	0,139	0,147	0,155	0,162	0,169	0,077	0,928	70
0,75	0,106	0,112	0,117	0,127	0,136	0,144	0,152	0,159	0,166	0,074	0,931	0,75
80	0,104	0,110	0,115	0,125	0,134	0,142	0,150	0,157	0,164	0,072	0,933	80
85	0,102	0,108	0,114	0,123	0,132	0,141	0,148	0,156	0,162	0,070	0,935	85
90	0,101	0,106	0,112	0,122	0,131	0,139	0,147	0,154	0,161	0,067	0,937	90
95	0,099	0,105	0,110	0,120	0,129	0,138	0,145	0,152	0,159	0,065	0,939	95
1,00	0,098	0,104	0,109	0,119	0,128	0,136	0,144	0,151	0,158	0,063	0,941	1,00
10	0,095	0,101	0,107	0,117	0,126	0,134	0,142	0,149	0,156	0,062	0,942	10
20	0,094	0,099	0,105	0,115	0,124	0,132	0,140	0,147	0,154	0,061	0,943	20
30	0,092	0,098	0,103	0,113	0,122	0,130	0,138	0,145	0,152	0,060	0,944	30
40	0,091	0,097	0,102	0,112	0,121	0,129	0,137	0,144	0,151	0,059	0,944	40
1,50	0,089	0,095	0,101	0,111	0,120	0,128	0,136	0,143	0,150	0,058	0,945	1,50
60	0,088	0,094	0,100	0,110	0,119	0,127	0,134	0,142	0,148	0,057	0,946	60
70	0,087	0,093	0,099	0,109	0,118	0,126	0,134	0,141	0,148	0,056	0,947	70
80	0,087	0,093	0,098	0,108	0,117	0,125	0,133	0,140	0,147	0,056	0,947	80
90	0,086	0,092	0,097	0,107	0,116	0,124	0,132	0,139	0,146	0,055	0,948	90
2,00	0,085	0,091	0,097	0,106	0,115	0,124	0,131	0,139	0,145	0,054	0,949	2,00
20	0,084	0,090	0,095	0,105	0,114	0,123	0,130	0,137	0,144	0,053	0,950	20
40	0,083	0,089	0,095	0,104	0,113	0,122	0,129	0,137	0,143	0,052	0,951	40
60	0,082	0,088	0,094	0,104	0,113	0,121	0,128	0,136	0,142	0,050	0,952	60
80	0,082	0,088	0,093	0,103	0,112	0,120	0,128	0,135	0,142	0,049	0,953	80
3,00	0,081	0,087	0,092	0,102	0,111	0,119	0,127	0,134	0,141	0,048	0,955	3,00

Zu Tab. IV.

B. Bei den Condens.-Maschinen. (Mit Einschluss des Pumpenwiderstandes.)

Masch. leicht gebaut				mittelstark geb.			sehr kräftig geb.			bei Zweicyl.-Masch. ist r_e grösser um	μ	$\frac{1}{1+\mu}$	Kolben-Durchm. D Met.
Durchm. D Met.	bei Eincylinder-Maschinen: r_e für eine grösste Adm. Spannung (p in Atm. od. Kgr.)												
	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10				
0,15	0,413	0,420	0,426	0,438	0,449	0,459	0,468	0,476	0,484	0,100	0,133	0,882	**0,15**
16	0,393	0,400	0,406	0,418	0,429	0,439	0,448	0,456	0,464	0,095	0,132	0,884	**16**
17	0,377	0,384	0,391	0,402	0,413	0,423	0,432	0,441	0,449	0,090	0,130	0,885	**17**
18	0,362	0,369	0,375	0,387	0,398	0,407	0,416	0,425	0,433	0,085	0,128	0,886	**18**
19	0,349	0,356	0,363	0,374	0,385	0,395	0,404	0,413	0,421	0,080	0,127	0,888	**19**
0,20	0,337	0,344	0,350	0,362	0,373	0,382	0,391	0,400	0,408	0,075	0,125	0,889	**0,20**
22	0,316	0,323	0,330	0,341	0,352	0,362	0,371	0,380	0,388	0,070	0,122	0,891	**22**
24	0,299	0,306	0,313	0,324	0,335	0,345	0,354	0,363	0,371	0,065	0,119	0,893	**24**
26	0,285	0,292	0,298	0,310	0,321	0,330	0,340	0,348	0,356	0,060	0,117	0,896	**26**
28	0,272	0,279	0,286	0,298	0,308	0,318	0,327	0,336	0,344	0,055	0,114	0,898	**28**
0,30	0,262	0,269	0,275	0,287	0,298	0,307	0,316	0,325	0,333	0,050	0,111	0,900	**0,30**
32	0,252	0,259	0,266	0,277	0,288	0,298	0,307	0,316	0,324	0,048	0,109	0,902	**32**
34	0,244	0,251	0,257	0,269	0,280	0,290	0,299	0,307	0,316	0,045	0,107	0,904	**34**
36	0,237	0,244	0,250	0,262	0,273	0,282	0,291	0,300	0,308	0,043	0,105	0,905	**36**
38	0,230	0,237	0,243	0,255	0,266	0,276	0,285	0,293	0,302	0,040	0,102	0,907	**38**
0,40	0,224	0,231	0,238	0,249	0,260	0,270	0,279	0,288	0,296	0,038	0,100	0,909	**0,40**
42	0,219	0,226	0,233	0,244	0,255	0,265	0,274	0,283	0,291	0,036	0,098	0,911	**42**
44	0,214	0,221	0,228	0,239	0,250	0,260	0,269	0,278	0,286	0,035	0,096	0,912	**44**
46	0,210	0,217	0,223	0,235	0,246	0,255	0,264	0,273	0,281	0,033	0,095	0,914	**46**
48	0,206	0,213	0,219	0,231	0,242	0,251	0,260	0,269	0,277	0,032	0,093	0,915	**48**
0,50	0,202	0,209	0,215	0,227	0,238	0,247	0,256	0,265	0,273	0,030	0,091	0,917	**0,50**
55	0,193	0,200	0,207	0,219	0,229	0,239	0,248	0,257	0,265	0,028	0,088	0,920	**55**
60	0,187	0,194	0,200	0,212	0,223	0,232	0,241	0,250	0,258	0,026	0,084	0,922	**60**
65	0,181	0,188	0,194	0,206	0,217	0,227	0,236	0,244	0,252	0,024	0,081	0,925	**65**
70	0,176	0,183	0,189	0,201	0,212	0,222	0,231	0,239	0,247	0,022	0,077	0,928	**70**
0,75	0,172	0,179	0,185	0,197	0,208	0,217	0,226	0,235	0,243	0,020	0,074	0,931	**0,75**
80	0,168	0,175	0,181	0,193	0,204	0,214	0,223	0,231	0,239	0,019	0,072	0,933	**80**
85	0,165	0,172	0,178	0,190	0,201	0,210	0,220	0,228	0,236	0,018	0,070	0,935	**85**
90	0,162	0,169	0,175	0,187	0,198	0,207	0,216	0,225	0,233	0,017	0,067	0,937	**90**
95	0,159	0,166	0,173	0,184	0,195	0,205	0,214	0,223	0,231	0,016	0,065	0,939	**95**
1,00	0,157	0,164	0,170	0,182	0,193	0,202	0,211	0,220	0,228	0,015	0,063	0,941	**1,00**
10	0,153	0,160	0,166	0,178	0,188	0,198	0,207	0,216	0,224	0,014	0,062	0,942	**10**
20	0,149	0,156	0,163	0,174	0,185	0,195	0,204	0,213	0,221	0,013	0,061	0,943	**20**
30	0,146	0,153	0,160	0,171	0,182	0,192	0,201	0,210	0,218	0,012	0,060	0,944	**30**
40	0,144	0,151	0,157	0,169	0,180	0,190	0,199	0,207	0,215	0,011	0,059	0,944	**40**
1,50	0,142	0,149	0,155	0,167	0,178	0,187	0,196	0,205	0,213	0,010	0,058	0,945	**1,50**
60	0,140	0,147	0,153	0,165	0,176	0,185	0,195	0,203	0,211	0,010	0,057	0,946	**60**
70	0,138	0,145	0,152	0,163	0,174	0,184	0,193	0,202	0,210	0,009	0,056	0,947	**70**
80	0,137	0,144	0,150	0,162	0,173	0,182	0,191	0,200	0,208	0,009	0,056	0,947	**80**
90	0,135	0,142	0,149	0,161	0,171	0,181	0,190	0,199	0,207	0,008	0,055	0,948	**90**
2,00	0,134	0,141	0,148	0,159	0,170	0,180	0,189	0,198	0,206	0,008	0,054	0,949	**2,00**
20	0,132	0,139	0,146	0,157	0,168	0,178	0,187	0,196	0,204	0,007	0,053	0,950	**20**
40	0,130	0,137	0,144	0,156	0,166	0,176	0,185	0,194	0,202	0,007	0,052	0,951	**40**
60	0,129	0,136	0,142	0,154	0,165	0,175	0,184	0,192	0,201	0,006	0,050	0,952	**60**
80	0,128	0,135	0,141	0,153	0,164	0,173	0,183	0,191	0,199	0,006	0,049	0,953	**80**
3,00	0,127	0,134	0,140	0,152	0,163	0,172	0,181	0,190	0,198	0,005	0,048	0,955	**3,00**

Note. Der Widerstand r_e kann sich nach Umständen bei vorzüglichen Maschinen um ein Beträchtliches (vielleicht um 20%), μ jedoch nicht sehr erheblich geringer, als die Ansätze unter A. und B. gestalten; in der höheren Schätzung des passiven Widerstandes für die Berechnung liegt die Sicherheit der letzteren.

Tab. V. A.

Dampf-Consum der Auspuff-Maschinen mit Coulissen-Steuerung.

a) mit Coulissen-Steuerung nach Gooch, Stephenson etc.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
p = 3	20,74	19,55	18,60	18,02	18,16	19,42	.	.	.	.
3½	18,99	17,79	16,76	15,93	15,44	15,53	15,94	.	.	.
4	17,86	16,67	15,62	14,70	13,97	13,69	13,66	13,74	.	.
4½	17,03	15,87	14,81	13,85	13,02	12,58	12,41	12,21	.	.
p = 5	16,42	15,28	14,22	13,25	12,37	11,85	11,62	11,30	10,83	.
5½	15,98	14,86	13,80	12,83	11,93	11,33	11,12	10,76	10,32	.
6	15,54	14,44	13,39	12,42	11,50	10,91	10,63	10,22	9,82	9,44
6½	15,24	14,15	13,11	12,14	11,22	10,62	10,43	9,92	9,53	9,16
p = 7	14,94	13,86	12,84	11,87	10,94	10,33	10,03	9,62	9,23	8,88
8	14,51	13,45	12,45	11,49	10,56	9,95	9,64	9,24	8,87	8,55
9	14,17	13,13	12,14	11,19	10,26	9,66	9,35	8,95	8,60	8,29
10	13,91	12,88	11,90	10,96	10,05	9,44	9,13	8,74	8,40	8,10
p = 11	13,7	12,7	11,7	10,8	9,9	9,3	9,0	8,6	8,3	8,0
12	13,6	12,6	11,6	10,7	9,8	9,2	8,9	8,5	8,2	7,9

Bei exacten Masch. kann C_i' etwa um 0,5 Kgr. weniger betragen.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folgenden Tabellchens zu multiplicieren.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
p = 3	6,12	5,99	6,04	6,47	7,79	10,12	.	.	.	.
3½	6,11	5,94	5,95	6,27	7,34	9,22	11,12	.	.	.
4	6,11	5,89	5,85	6,06	6,89	8,32	9,57	14,50	.	.
4½	6,10	5,84	5,75	5,86	6,44	7,42	8,02	10,87	.	.
p = 5	6,10	5,80	5,66	5,66	5,99	6,52	6,99	8,12	10,32	.
5½	6,14	5,82	5,66	5,65	5,88	6,40	6,82	7,83	9,81	.
6	6,18	5,85	5,67	5,63	5,76	6,27	6,64	7,53	9,31	14,00
6½	6,23	5,88	5,67	5,62	5,65	6,15	6,47	7,24	8,80	12,93
p = 7	6,27	5,91	5,68	5,60	5,74	6,02	6,29	6,95	8,29	11,85
8	6,36	5,98	5,74	5,63	5,73	5,98	6,22	6,80	8,03	11,31
9	6,45	6,06	5,79	5,67	5,72	5,94	6,14	6,65	7,76	10,76
10	6,53	6,14	5,85	5,70	5,72	5,89	6,07	6,50	7,49	10,21
p = 11	6,6	6,2	5,9	5,7	5,7	5,85	6,0	6,4	7,2	9,7
12	6,7	6,3	5,95	5,8	5,7	5,8	5,9	6,2	7,0	9,1

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l:D$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1}{l}$.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0.333	0,3	0,25	0.20	0,15	0.125	0,10
$l:D$ = 0,4	0,47	0,49	0,52	0,55	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,69	0,71	0,73
0,6	0,54	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75	0,76
0,8	0,61	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0.75	0,77	0,78	0,79
1.0	0,67	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82	0,83
$l:D$ = 1,2	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86
1,4	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90
1,6	0,87	0,87	0.88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93
1,8	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,96
2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tabelle V'.

Zu Tab. V. A.

b) mit separater Einlass-Coulisse.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch. C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	20,27	18,84	17,61	16,64	16,10	16,17	16,45	17,51	.	.	.	.
3½	18,58	17,20	15,97	14,95	14,20	13,96	13,97	14,44	15,42	.	.	.
4	17,48	16,14	14,94	13,89	13,06	12,67	12,57	12,61	13,09	14,84	.	.
4½	16,67	15,37	14,20	13,15	12,27	11,81	11,65	11,54	11,73	12,68	.	.
p = 5	16,08	14,81	13,65	12,61	11,70	11,47	11,01	10,82	10,85	11,39	12,20	.
5½	15,66	14,41	13,27	12,23	11,32	10,94	10,59	10,36	10,30	10,66	11,25	.
6	15,24	14,01	12,88	11,85	10,93	10,40	10,17	9,89	9,74	9,92	10,29	11,14
6½	14,95	13,74	12,62	11,60	10,69	10,14	9,90	9,60	9,41	9,50	9,78	10,46
p = 7	14,65	13,46	12,36	11,34	10,42	9,87	9,63	9,30	9,08	9,08	9,27	9,77
8	14,24	13,07	11,99	10,98	10,07	9,51	9,25	8,91	8,64	8,54	8,64	8,96
9	13,90	12,75	11,69	10,70	9,79	9,23	8,96	8,61	8,31	8,16	8,19	8,41
10	13,64	12,52	11,46	10,49	9,57	9,01	8,75	8,39	8,07	7,87	7,88	8,02
p = 11	13,45	12,3	11,3	10,3	9,4	8,9	8,6	8,2	7,9	7,7	7,7	7,7
12	13,3	12,2	11,2	10,2	9,3	8,8	8,5	8,1	7,8	7,5	7,5	7,6

Bei exacten Masch. kann C_i' etwa um 0,5 Kgr. weniger betragen.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr..

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren).

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	6,04	5,72	5,63	5,73	6,17	6,84	7,40	8,79	.	.	.	.
3½	6,04	5,70	5,55	5,62	5,96	6,51	6,98	8,13	10,65	.	.	.
4	6,04	5,68	5,48	5,50	5,76	6,19	6,56	7,47	9,41	15,80	.	.
4½	6,03	5,66	5,40	5,39	5,55	5,87	6,15	6,82	8,17	12,18	.	.
p = 5	6,03	5,64	5,39	5,27	5,35	5,55	5,73	6,16	6,93	8,57	10,16	.
5½	6,08	5,68	5,41	5,28	5,32	5,50	5,67	6,05	6,76	8,23	9,79	.
6	6,12	5,72	5,43	5,28	5,30	5,46	5,60	5,95	6,60	7,89	9,42	11,35
6½	6,16	5,75	5,45	5,29	5,28	5,41	5,54	5,85	6,43	7,55	9,05	10,43
p = 7	6,20	5,79	5,47	5,29	5,25	5,37	5,47	5,74	6,26	7,21	8,68	9,50
8	6,30	5,86	5,54	5,33	5,28	5,38	5,47	5,71	6,17	7,04	8,21	9,07
9	6,39	5,94	5,60	5,37	5,31	5,40	5,46	5,67	6,09	6,87	7,74	8,63
10	6,49	6,02	5,66	5,41	5,33	5,41	5,45	5,64	6,01	6,69	7,28	8,19
p = 11	6,6	6,1	5,7	5,45	5,35	5,4	5,45	5,6	5,9	6,5	6,9	7,75
12	6,7	6,2	5,8	5,5	5,4	5,4	5,45	5,6	5,85	6,35	6,5	7,3

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$l:D$ = 2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,07	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04	1,03
2,4	1,13	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07	1,07
2,6	1,20	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10
2,8	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14	1,14
$l:D$ = 3,0	1,33	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18	1,17
3,5	1,49	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27	1,26
4,0	1,66	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36	1,34
4,5	1,82	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45	1,43
5,0	1,99	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54	1,51

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Tab. V. B.

Dampf-Consum der Auspuff-Masch. mit Expans.-Steuerung.

a) ohne Dampfhemd.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	20,38	18,85	17,58	16,66	16,15	16,36	16,66	17,98	.	.	.	.
3½	18,55	17,09	15,85	14,82	14,12	13,90	13,96	14,39	15,69	.	.	
4	17,36	15,96	14,77	13,72	12,91	12,53	12,45	12,53	13,07	15,01	.	.
4½	16,52	15,17	13,99	12,96	12,04	11,64	11,50	11,37	11,58	12,64	13,99	.
p = 5	15,90	14,58	13,42	12,39	11,47	10,96	10,80	10,61	10,67	11,23	12,01	.
5½	15,45	14,16	13,03	12,00	11,09	10,55	10,35	10,14	10,08	10,45	11,01	.
6	15,01	13,74	12,64	11.61	10,70	10,15	9,91	9,67	9,50	9,67	10,02	10,75
6½	14,70	13,46	12,37	11,33	10,42	9,88	9,64	9,36	9,16	9,22	9,49	10,04
p = 7	14,39	13,18	12,10	11,05	10,15	9,61	9,37	9,05	8,83	8,78	8,96	9,34
8	13,99	12,80	11,72	10,72	9,80	9,26	9,02	8,64	8,40	8,24	8,29	8,53
9	13,63	12,50	11,42	10,40	9,50	8,96	8,69	8,34	8,05	7,86	7,86	7,97
10	13,35	12,23	11,19	10,18	9,32	8,72	8,45	8,10	7,78	7,56	7,53	7,59
p = 11	13.1	12,0	11,0	10,0	9,2	8,5	8,3	7,9	7,6	7,4	7,3	7,3
12	12,9	11,9	10,9	9,9	9,2	8,5	8,2	7,8	7,5	7,3	7,2	7,2

Bei exacten Masch. kann C_i' etwa um 0,5 Kgr. weniger betragen.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Corr.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	6,13	5,82	5,69	5,78	6,23	6,92	7,53	9,04	.	.	.	.
3½	6,13	5,77	5,58	5,60	5,91	6,41	6,86	7,95	10,32	.	.	.
4	6,13	5,72	5,47	5,42	5,58	5,91	6,20	6,85	8,12	11,05	.	.
4½	6,14	5,74	5,47	5,39	5,50	5,78	6,03	6,60	7,70	10,18	13,02	.
p = 5	6,17	5,75	5,46	5,35	5,43	5,65	5,87	6,35	7,28	9,32	11,56	.
5½	6,20	5,76	5,46	5,32	5,35	5,53	5,70	6,10	6,86	8,46	10,10	.
6	6,23	5,77	5,46	5,28	5,27	5,40	5,54	5,85	6,45	7,59	8,64	10,42
6½	6,27	5,81	5,48	5,30	5,27	5,39	5,51	5,80	6,35	7,41	8,36	9,96
p = 7	6,31	5,84	5,51	5,32	5,27	5,37	5,48	5,75	6,25	7,23	8,09	9,50
8	6,39	5,92	5,57	5,35	5,27	5,34	5,42	5,64	6,06	6,86	7,53	8,58
9	6,49	6,00	5,64	5,40	5,30	5,35	5,42	5,60	6,00	6,73	7,33	8,26
10	6,58	6,08	5,71	5,45	5,33	5,36	5,42	5,57	5,94	6,59	7,12	7,93
p = 11	6,7	6,2	5,8	5,5	5,4	5,4	5,4	5,5	5,9	6,45	6,9	7,6
12	6,8	6,2	5,8	5,5	5.4	5,4	5,4	5,5	5,8	6,3	6,7	7,3

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l:D$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1}{l}$.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.333	0.3	0.25	0.20	0.15	0.125	0.10
$l:D$ = 0.4	0,47	0.49	0,52	0,55	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,69	0,71	0,73
0.6	0,54	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75	0,76
0.8	0,61	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78	0,79
1.0	0,67	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82	0,83
$l:D$ = 1.2	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86
1.4	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89	0.90
1.6	0,87	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93
1.8	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,96
2.0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Zu Tab. V. B.

b) mit Dampfhemd.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	20,23	18,65	17,32	16,28	15,62	15,58	15,78	16,63	.	.	.	.
3½	18,43	16,94	15,63	14,54	13,70	13,37	13,32	13,50	14,32	.	.	.
4	17,28	15,84	14,57	13,47	12,56	12,10	11,95	11,87	12,15	13,31	.	.
4½	16,44	15,05	13,81	12,71	11,77	11,26	11,06	10,85	10,87	11,42	12,18	.
p = 5	15,83	14,46	13,26	12,17	11,21	10,67	10,44	10,16	10,05	10,28	10,70	.
5½	15,39	14,06	12,87	11,79	10,83	10,27	10,03	9,71	9,53	9,62	9,89	.
6	14,96	13,66	12,49	11,42	10,45	9,88	9,62	9,27	9,02	8,96	9,09	9,44
6½	14,65	13,38	12,22	11,16	10,20	9,62	9,35	8,99	8,71	8,59	8,65	8,90
p = 7	14,35	13,10	11,96	10,91	9,95	9,36	9,09	8,72	8,40	8,22	8,22	8,36
8	13,93	12,71	11,59	10,56	9,60	9,01	8,73	8,34	8,00	7,74	7,68	7,71
9	13,59	12,40	11,29	10,28	9,33	8,74	8,46	8,06	7,70	7,40	7,30	7,27
10	13,33	12,15	11,07	10,06	9,12	8,53	8,25	7,85	7,47	7,14	7,02	6,95
p = 11	13,1	12,0	10,9	9,9	8,9	8,4	8,1	7,7	7,3	6,9	6,8	6,7
12	13,0	11,8	10,7	9,7	8,8	8,2	7,9	7,5	7,1	6,8	6,6	6,5

Bei exacten Masch. kann C_i' etwa um 0,7 Kgr. weniger betragen.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multipliciren.)

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 3	5,79	5,46	5,30	5,36	5,69	6,26	6,75	7,93	.	.	.	.
3½	5,58	5,24	5,03	5,03	5,24	5,65	6,00	6,83	8,56	.	.	.
4	5,37	5,01	4,76	4,70	4,80	5,03	5,25	5,74	6,65	8,64	.	.
4½	5,27	4,90	4,65	4,56	4,62	4,82	5,01	5,42	6,21	7,89	9,62	.
p = 5	5,16	4,79	4,54	4,42	4,46	4,61	4,77	5,11	5,76	7,13	8,50	.
5½	5,06	4,68	4,42	4,29	4,29	4,40	4,52	4,80	5,32	6,37	7,38	.
6	4,95	4,57	4,31	4,15	4,12	4,19	4,28	4,49	4,88	5,62	6,26	7,29
6½	4,90	4,52	4,25	4,09	4,05	4,11	4,19	4,37	4,73	5,41	5,99	6,91
p = 7	4,84	4,47	4,20	4,03	3,97	4,03	4,10	4,26	4,59	5,20	5,71	6,52
8	4,73	4,36	4,09	3,92	3,83	3,87	3,91	4,04	4,30	4,78	5,17	5,76
9	4,67	4,30	4,03	3,85	3,75	3,77	3,81	3,92	4,15	4,57	4,91	5,42
10	4,61	4,24	3,97	3,77	3,67	3,68	3,71	3,80	4,00	4,36	4,65	5,09
p = 11	4,55	4,2	3,9	3,7	3,6	3,6	3,6	3,7	3,9	4,2	4,4	4,8
12	4,5	4,1	3,85	3,6	3,5	3,5	3,5	3,6	3,7	4,0	4,2	4,6

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
$l:D$ = 2.0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2.2	1,07	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04	1,03
2.4	1,13	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07	1,07
2.6	1,20	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10
2.8	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14	1,14
$l:D$ = 3.0	1,33	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18	1,17
3.5	1,49	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27	1,26
4.0	1,66	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36	1,34
4.5	1,82	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45	1,43
5.0	1,99	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54	1,51

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Tab. V. C.

Dampf-Consum der Eincylinder-Condens.-Maschinen.

a) ohne Dampfhemd.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 2\frac{1}{2}$	13,05	11,94	10,91	9,94	9,33	*9,04*	*8,63*	8,25	7,96	7,87	7,86	8,05	8,51
3	12,71	11,62	10,61	9,65	9,04	8,76	*8,34*	7,95	7,62	7,50	7,45	7,54	7,83
$3\frac{1}{2}$	12,46	11,39	10,38	9,44	8,83	8,55	*8,12*	*7,73*	7,39	7,25	7,17	7,20	7,41
4	12,27	11,21	10,22	9,28	8,68	8,39	7,97	*7,58*	7,22	7,08	6,98	6,97	7,13
$4\frac{1}{2}$	12,10	11,06	10,07	9,14	8,55	8,26	7,84	*7,44*	7,09	6,93	6,82	6,79	6,90
$p = 5$	11,97	10,94	9,96	9,03	8,45	8,16	7,74	*7,34*	*6,98*	6,82	6,70	6,64	6,73
$5\frac{1}{2}$	11,86	10,84	9,86	8,94	8,36	8,08	7,65	*7,25*	*6,89*	6,73	6,60	6,54	6,60
6	11,75	10,74	9,77	8,86	8,28	8,00	7,57	7,17	*6,81*	6,64	6,51	6,44	6,48
$6\frac{1}{2}$	11,66	10,65	9,70	8,79	8,21	7,93	7,51	7,11	*6,74*	6,57	6,44	6,36	6,39
$p = 7$	11,58	10,57	9,63	8,72	8,14	7,86	7,45	7,05	*6,68*	*6,51*	6,37	6,28	6,31
8	11,45	10,46	9,52	8,62	8,05	7,76	7,35	6,95	6,58	*6,41*	6,27	6,17	6,18
9	11,34	10,34	9,41	8,52	7,96	7,67	7,27	6,87	6,50	*6,33*	6,18	6,07	6,07
Bei exacten Masch. weniger um . .					0,36	0,38	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,63	0,70

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multipliciren.)

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 2\frac{1}{2}$	5,31	4,98	4,75	4,64	4,65	*4,69*	*4,81*	5,07	5,54	5,92	6,50	7,67	9,06
3	5,44	5,10	4,86	4,73	4,72	4,76	*4,87*	5,11	5,55	5,90	6,44	7,51	8,74
$3\frac{1}{2}$	5,58	5,22	4,96	4,82	4,80	4,83	*4,92*	*5,14*	5,56	5,89	6,38	7,34	8,43
4	5,71	5,34	5,07	4,90	4,88	4,91	4,98	*5,18*	5,57	5,87	6,32	7,18	8,11
$4\frac{1}{2}$	5,81	5,43	5,15	4,98	4,94	4,97	5,04	*5,23*	5,61	5,90	6,34	7,17	8,07
$p = 5$	5,90	5,51	5,22	5,05	5,01	5,03	5,10	*5,28*	*5,65*	5,93	6,36	7,16	8,02
$5\frac{1}{2}$	6,00	5,60	5,30	5,12	5,07	5,09	5,16	*5,33*	*5,69*	5,97	6,38	7,15	7,97
6	6,10	5,68	5,38	5,19	5,14	5,15	5,21	5,39	*5,73*	6,00	6,40	7,14	7,93
$6\frac{1}{2}$	6,17	5,75	5,44	5,24	5,21	5,19	5,26	5,43	*5,77*	6,04	6,43	7,17	7,94
$p = 7$	6,23	5,81	5,49	5,29	5,28	5,24	5,30	5,47	*5,81*	*6,07*	6,46	7,19	7,95
8	6,31	5,94	5,61	5,39	5,42	5,33	5,39	5,56	5,89	*6,15*	6,53	7,24	7,97
9	6,51	6,06	5,73	5,50	5,56	5,42	5,49	5,65	5,97	*6,22*	6,60	7,29	7,99

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l : D$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1}{l}$.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
$l : D = 0.4$	0,52	0,55	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,69	0,71	0,73	0,74	0,75	0,75	0,76
0.6	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79	0,79
0.8	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78	0,79	0,81	0,81	0,82	0,82
1,0	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84	0,84	0,85	0,85
$l : D = 1,2$	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,88	0,88
1,4	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,91
1,6	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94
1,8	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,97
2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Zu Tab. V. C.

b) mit Dampfhemd.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 2\frac{1}{2}$	12,86	11,70	10,62	9,61	8,96	8,65	*8,19*	7,76	7,34	7,19	7,05	6,96	7,02
3	12,53	11,40	10,34	9,33	8,70	8,39	*7,93*	*7,49*	7,07	6,88	6,72	6,58	6,57
$3\frac{1}{2}$	12,28	11,16	10,12	9,13	8,50	8,19	7,74	*7,29*	6,87	6,67	6,49	6,32	6,27
4	12,10	11,00	9,96	8,98	8,36	8,05	7,60	*7,15*	*6,72*	6,52	6,33	6,14	6,07
$4\frac{1}{2}$	11,94	10,85	9,83	8,86	8,23	7,93	7,48	7,03	*6,60*	6,40	6,20	6,00	5,90
$p = 5$	11,81	10,73	9,72	8,75	8,13	7,83	7,38	6,94	*6,50*	*6,27*	6,10	5,89	5,78
$5\frac{1}{2}$	11,70	10,63	9,63	8,67	8,05	7,75	7,30	6,86	*6,43*	*6,21*	6,02	5,80	5,69
6	11,59	10,53	9,54	8,59	7,98	7,68	7,23	6,79	6,36	*6,15*	5,94	5,72	5,60
$6\frac{1}{2}$	11,51	10,45	9,46	8,52	7,91	7,61	7,17	6,73	6,30	*6,09*	5,88	5,65	5,53
$p = 7$	11,43	10,38	9,39	8,45	7,85	7,55	7,11	6,67	6,24	*6,03*	*5,82*	5,59	5,47
8	11,30	10,26	9,29	8,36	7,76	7,46	7,02	6,59	6,15	*5,94*	*5,74*	5,50	5,37
9	11,18	10,16	9,19	8,27	7,67	7,38	6,94	6,51	6,08	5,87	*5,66*	5,42	5,29
Bei exacten Masch. weniger um . .					0,56	0,57	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füll. $\frac{l_1}{l}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
$p = 2\frac{1}{2}$	5,20	4,85	4,60	4,46	4,44	4,46	*4,54*	4,74	5,10	5,38	5,79	6,59	7,43
3	5,13	4,78	4,52	4,37	4,34	4,36	*4,43*	*4,60*	4,92	5,18	5,55	6,26	6,99
$3\frac{1}{2}$	5,05	4,70	4,45	4,28	4,25	4,26	4,31	*4,46*	4,75	4,98	5,31	5,93	6,55
4	4,98	4,63	4,37	4,20	4,15	4,16	4,20	*4,32*	*4,58*	4,78	5,07	5,59	6,11
$4\frac{1}{2}$	4,93	4,59	4,33	4,15	4,10	4,11	4,14	4,26	*4,51*	4,69	4,97	5,46	5,95
$p = 5$	4,89	4,54	4,28	4,11	4,05	4,05	4,09	4,20	*4,43*	*4,60*	4,87	5,33	5,79
$5\frac{1}{2}$	4,85	4,50	4,24	4,06	4,00	4,00	4,03	4,13	*4,35*	*4,52*	4,77	5,20	5,63
6	4,80	4,45	4,19	4,02	3,95	3,95	3,98	4,07	4,27	*4,43*	4,66	5,07	5,47
$6\frac{1}{2}$	4,77	4,43	4,17	3,99	3,92	3,92	3,94	4,04	4,23	*4,39*	4,61	5,01	5,39
$p = 7$	4,75	4,40	4,14	3,96	3,90	3,89	3,91	4,00	4,19	*4,34*	*4,56*	4,95	5,32
8	4,69	4,35	4,09	3,90	3,84	3,83	3,85	3,93	4,11	*4,25*	*4,46*	4,82	5,17
9	4,63	4,29	4,03	3,85	3,78	3,77	3,78	3,86	4,03	4,16	*4,36*	4,70	5,02

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
$l : D = 2,0$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03
2,4	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07	1,07	1,06	1,06	1,06	1,06
2,6	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11	1,10	1,10	1,09	1,09	1,09
2,8	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,12	1,12
$l : D = 3,0$	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18	1,17	1,16	1,16	1,15	1,15
3,5	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27	1,26	1,24	1,24	1,23	1,22
4,0	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36	1,34	1,32	1,31	1,31	1,30
4,5	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45	1,43	1,41	1,39	1,38	1,37
5,0	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54	1,51	1,49	1,47	1,46	1,44

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Tab. V. D.

Dampf-Consum der Zweicylinder-Condens.-Maschinen (mit Doppelsteuerung).

a) ohne (geheizten) Receiver. (Corrigierte Woolf- und Maschinen mit kaltem Receiver.)

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	7,33	6,80	6,27	6,03	5,87	5,79	5,76	5,78	.	.
4½	7,22	6,68	6,15	5,89	5,71	5,60	5,57	5,57	.	.
p = 5	7,10	6,56	6,02	5,75	5,55	5,42	5,38	5,36	5,36	.
5½	7,05	6,51	5,96	5,68	5,46	5,31	5,27	5,23	5,22	.
6	7,00	6,45	5,90	5,61	5,37	5,21	5,16	5,11	5,09	5,13
6½	6,95	6,40	5,84	5,55	5,28	5,11	5,04	4,99	4,96	4,97
p = 7	6,90	6,34	5,77	5,48	5,19	5,00	4,93	4,87	4,83	4,82
8	6,85	6,28	5,71	5,42	5,11	4,90	4,81	4,74	4,69	4,66
9	6,79	6,22	5,64	5,35	5,04	4,80	4,70	4,62	4,55	4,51
10	6,74	6,16	5,58	5,28	4,96	4,70	4,58	4,50	4,42	4,36
p = 11	6,7	6,1	5,5	5,2	4,9	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2
12	6,6	6,0	5,5	5,15	4,8	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	3,27	3,44	3,77	4,05	4,47	4,91	5,35	5,81	.	.
4½	3,15	3,28	3,57	3,82	4,20	4,61	4,99	5,41	.	.
p = 5	3,02	3,12	3,37	3,59	3,92	4,31	4,63	5,01	5,49	.
5½	2,94	3,02	3,24	3,43	3,74	4,11	4,39	4,74	5,18	.
6	2,86	2,91	3,10	3,28	3,56	3,91	4,15	4,47	4,87	5,47
6½	2,81	2,85	3,02	3,19	3,45	3,78	4,01	4,31	4,68	5,25
p = 7	2,77	2,79	2,94	3,09	3,34	3,65	3,86	4,15	4,49	5,04
8	2,68	2,67	2,78	2,91	3,12	3,39	3,57	3,82	4,12	4,61
9	2,65	2,60	2,68	2,78	2,97	3,21	3,37	3,60	3,89	4,33
10	2,63	2,52	2,57	2,65	2,81	3,03	3,17	3,38	3,66	4,04
p = 11	2,6	2,5	2,5	2,55	2,7	2,9	3,0	3,2	3,5	3,8
12	2,6	2,4	2,4	2,45	2,6	2,8	2,9	3,05	3,3	3,65

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l':D'$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ des Hochdruckcylinders.

Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
$l':D'$ = 0,6	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75
0,8	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78
1,0	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82
$l':D'$ = 1,2	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
1,4	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89
1,6	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93
1,8	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

Zu Tab. V. D.

b) mit ausgiebig geheiztem*) Receiver. (Receiver-Woolf- und Compound-Maschinen.)

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	7,14	6,54	5,90	5,59	5,39	5,25	5,19	5,14	.	.
4½	7,04	6,43	5,80	5,46	5,25	5,10	5,04	4,98	.	.
p = 5	6,93	6,33	5,69	5,35	5,12	4,95	4,88	4,81	4,73	.
5½	6,89	6,28	5,65	5,30	5,02	4,85	4,77	4,70	4,61	.
6	6,85	6,24	5,60	5,25	4,93	4,75	4,67	4,58	4,50	4,44
6½	6,80	6,19	5,55	5,20	4,84	4,65	4,56	4,47	4,38	4,31
p = 7	6,76	6,15	5,50	5,15	4,77	4,55	4,45	4,36	4,27	4,18
8	6,71	6,10	5,45	5,10	4,72	4,44	4,34	4,24	4,15	4,05
9	6,67	6,05	5,40	5,05	4,67	4,33	4,23	4,13	4,02	3,92
10	6,62	6,00	5,36	5,00	4,62	4,23	4,12	4,01	3,90	3,79
p = 11	6,6	5,95	5,3	4,95	4,6	4,2	4,0	3,9	3,8	3,7
12	6,5	5,9	5,3	4,9	4,5	4,1	3,9	3,8	3,7	3,6

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pferdekraft und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	3,27	3,44	3,77	4,05	4,47	4,91	5,35	5,81	.	.
4½	3,15	3,28	3,57	3,82	4,20	4,61	4,99	5,41	.	.
p = 5	3,02	3,12	3,37	3,59	3,92	4,31	4,63	5,01	5,49	.
5½	2,94	3,02	3,24	3,43	3,74	4,11	4,39	4,74	5,18	.
6	2,86	2,91	3,10	3,28	3,56	3,91	4,15	4,47	4,87	5,47
6½	2,81	2,85	3,02	3,19	3,45	3,78	4,01	4,31	4,68	5,25
p = 7	2,77	2,79	2,94	3,09	3,34	3,65	3,86	4,15	4,49	5,04
8	2,68	2,67	2,78	2,91	3,12	3,39	3,57	3,82	4,12	4,61
9	2,65	2,60	2,68	2,78	2,97	3,21	3,37	3,60	3,89	4,33
10	2,63	2,52	2,57	2,65	2,81	3,03	3,17	3,38	3,66	4,04
p = 11	2,6	2,5	2,5	2,55	2,7	2,9	3,0	3,2	3,5	3,8
12	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	2,8	2,9	3,05	3,3	3,65

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
$l':D'$ = 2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04
2,4	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07
2,6	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11
2,8	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14
$l':D'$ = 3,0	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18
3,5	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27
4,0	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36
4,5	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45
5,0	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'.

*) Siehe noch die folg. S. 46.

Tab. V. D′.

c) Dampf-Consum der Zweicylinder-Condens.-Maschinen

im Mittel zwischen ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver (bezw. für bloss äusserlich geheizten Receiver).

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pfdk. und Stde. in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	7,24	6,67	6,09	5,81	5,63	5,52	5,48	5,46	.	.
4½	7,13	6,56	5,97	5,68	5,48	5,35	5,30	5,27	.	.
p = 5	7,02	6,44	5,86	5,55	5,33	5,18	5,13	5,08	5,04	.
5½	6,97	6,39	5,80	5,49	5,24	5,08	5,02	4,97	4,92	.
6	6,92	6,34	5,75	5,43	5,16	4,98	4,91	4,85	4,80	4,79
6½	6,88	6,29	5,69	5,38	5,07	4,88	4,80	4,73	4,67	4,64
p = 7	6,83	6,24	5,64	5,32	4,98	4,78	4,69	4,61	4,55	4,50
8	6,78	6,19	5,58	5,26	4,92	4,68	4,58	4,49	4,42	4,36
9	6,73	6,14	5,52	5,20	4,86	4,59	4,47	4,37	4,29	4,22
10	6,68	6,08	5,47	5,14	4,79	4,49	4,35	4,25	4,16	4,08
p = 11	6,6	6,0	5,4	5,1	4,75	4,4	4,25	4,1	4,1	4,0
12	6,6	6,0	5,4	5,05	4,7	4,3	4,2	4,05	4,0	3,9

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i'' pro indic. Pfdk. und Stunde in Kgr.

(mit dem Corrections-Coëffic. des folg. Tabellchens zu multiplicieren).

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
p = 4	3,27	3,44	3,77	4,05	4,47	4,91	5,35	5,81	.	.
4½	3,15	3,28	3,57	3,82	4,20	4,61	4,99	5,41	.	.
p = 5	3,02	3,12	3,37	3,59	3,92	4,31	4,63	5,01	5,49	.
5½	2,94	3,02	3,24	3,43	3,74	4,11	4,39	4,74	5,18	.
6	2,86	2,91	3,10	3,28	3,56	3,91	4,15	4,47	4,87	5,47
6½	2,81	2,85	3,02	3,19	3,45	3,78	4,01	4,31	4,68	5,25
p = 7	2,77	2,79	2,94	3,09	3,34	3,65	3,86	4,15	4,49	5,04
8	2,68	2,67	2,78	2,91	3,12	3,39	3,57	3,82	4,12	4,61
9	2,65	2,60	2,68	2,78	2,97	3,21	3,37	3,60	3,89	4,33
10	2,63	2,52	2,57	2,65	2,81	3,03	3,17	3,38	3,66	4,04
p = 11	2,6	2,5	2,5	2,55	2,7	2,9	3,0	3,2	3,5	3,8
12	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	2,8	2,9	3,05	3,3	3,65

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l' : D'$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ des Hochdruckcylinders.

Füllung $\frac{l_1'}{l_1}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
$l' : D'$ = 0,6	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75
0,8	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78
1,0	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82
$l' : D'$ = 1,2	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
1,4	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89
1,6	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93
1,8	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
$l' : D'$ = 2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04
2.4	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1 08	1,07
2,6	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1.11
2,8	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14
$l' : D'$ = 3,0	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18
3,5	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1.34	1,31	1,29	1,27
4,0	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36
4.5	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45
5,0	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI.

3. Dampfnässigkeits-Verlust C_i''' siehe die folg. Tab. V′.

Tab. V′.

Dampflässigkeits-Verlust C_i''' (in den Dampfcylindern)

pro indicierte Pferdekraft und Stunde in Kgr.

zunächst für gewöhnliche Eincylinder-Masch.*) (mit Auspuff und mit Condens.)

N_i Pfdk. indic.	Kolbengeschwindigkeit c in Met.							
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0
2½	8,13	6,96	6,16	5,58	4,95	4,25	3,78	3,44
3	7,54	6,44	5,70	5,16	4,58	3,92	3,49	3,17
3½	6,95	5,93	5,25	4,75	4,21	3,60	3,20	2,90
4	6,58	5,60	4,96	4,48	3,97	3,39	3,02	2,73
4½	6,21	5,28	4,67	4,23	3,73	3,19	2,84	2,57
5	5,95	5,06	4,46	4,04	3,57	3,05	2,71	2,46
5½	5,69	4,84	4,26	3,85	3,40	2,91	2,58	2,34
6	5,49	4,67	4,11	3,71	3,28	2,80	2,48	2,25
6½	5,30	4,50	3,96	3,57	3,16	2,70	2,39	2,16
7	5,14	4,36	3,84	3,46	3,06	2,61	2,31	2,09
7½	4,99	4,23	3,72	3,35	2,96	2,53	2,24	2,03
8	4,86	4,11	3,62	3,26	2,88	2,46	2,17	1,97
8½	4,73	4,00	3,52	3,17	2,80	2,39	2,11	1,91
9	4,62	3,91	3,44	3,10	2,73	2,33	2,06	1,86
9½	4,52	3,82	3,36	3,03	2,67	2,27	2,01	1,82
10	4,43	3,74	3,28	2,96	2,60	2,22	1,96	1,77
11	4,30	3,63	3,18	2,87	2,53	2,15	1,90	1,71
12	4,17	3,52	3,08	2,78	2,45	2,08	1,84	1,65
13	4,04	3,41	2,98	2,69	2,37	2,01	1,78	1,59
14	3,91	3,30	2,88	2,60	2,29	1,94	1,72	1,53
15	3,77	3,17	2,77	2,49	2,19	1,86	1,64	1,48
16	3,69	3,10	2,71	2,43	2,14	1,82	1,60	1,44
17	3,61	3,03	2,65	2,37	2,09	1,78	1,56	1,40
18	3,53	2,96	2,59	2,31	2,04	1,74	1,52	1,36
19	3,45	2,89	2,53	2,25	1,99	1,70	1,48	1,32
20	3,37	2,83	2,47	2,21	1,94	1,64	1,45	1,30
22	3,28	2,75	2,40	2,14	1,88	1,59	1,40	1,26
24	3,19	2,67	2,33	2,07	1,82	1,54	1,35	1,22
26	3,10	2,59	2,26	2,00	1,76	1,49	1,30	1,18
28	3,01	2,51	2,19	1,93	1,70	1,44	1,25	1,14
30	2,91	2,43	2,11	1,88	1,65	1,39	1,22	1,09
32	2,85	2,38	2,07	1,84	1,61	1,36	1,19	1,07
34	2,79	2,33	2,03	1,80	1,57	1,33	1,16	1,05
36	2,73	2,28	1,99	1,76	1,53	1,30	1,13	1,03
38	2,67	2,23	1,95	1,72	1,49	1,27	1,10	1,01
40	2,63	2,19	1,90	1,69	1,47	1,23	1,08	0,97
42	2,59	2,16	1,87	1,66	1,45	1,21	1,06	0,95
44	2,55	2,13	1,84	1,63	1,43	1,19	1,04	0,93
46	2,51	2,10	1,81	1,60	1,41	1,17	1,02	0,91
48	2,47	2,07	1,78	1,57	1,39	1,15	1,00	0,90
50	2,44	2,02	1,75	1,55	1,35	1,13	0,99	0,89

N_i Pfdk. indic.	Kolbengeschwindigkeit c in Met.								
	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
50	1,75	1,55	1,35	1,13	0,99	0,89	0,81	0,75	0,65
55	1,70	1,51	1,31	1,10	0,96	0,86	0,79	0,73	0,63
60	1,65	1,47	1,27	1,07	0,93	0,83	0,77	0,71	0,61
65	1,60	1,43	1,23	1,04	0,90	0,80	0,75	0,69	0,59
70	1,55	1,39	1,19	1,01	0,87	0,77	0,73	0,67	0,57
75	1,52	1,35	1,16	0,97	0,85	0,75	0,69	0,64	0,55
80	1,49	1,32	1,14	0,95	0,83	0,73	0,68	0,63	0,54
85	1,46	1,29	1,12	0,93	0,81	0,71	0,67	0,62	0,53
90	1,43	1,26	1,10	0,91	0,79	0,69	0,66	0,61	0,52
95	1,40	1,23	1,08	0,89	0,77	0,67	0,65	0,60	0,51
100	1,38	1,22	1,05	0,87	0,76	0,67	0,62	0,57	0,49
110	1,35	1,19	1,03	0,85	0,74	0,65	0,60	0,55	0,48
120	1,32	1,16	1,01	0,83	0,72	0,63	0,58	0,53	0,47
130	1,29	1,13	0,99	0,81	0,70	0,61	0,56	0,51	0,46
140	1,26	1,10	0,97	0,79	0,68	0,59	0,54	0,49	0,45
150	1,22	1,07	0,93	0,76	0,65	0,58	0,53	0,49	0,42
175	1,19	1,04	0,90	0,73	0,63	0,56	0,51	0,47	0,40
200	1,16	1,01	0,87	0,71	0,61	0,54	0,49	0,45	0,39
225	1,13	0,98	0,84	0,68	0,59	0,52	0,47	0,43	0,37
250	1,10	0,95	0,81	0,66	0,57	0,50	0,45	0,41	0,36
300	1,02	0,88	0,75	0,61	0,52	0,46	0,43	0,38	0,33
350	0,99	0,86	0,73	0,59	0,50	0,45	0,41	0,37	0,32
400	0,96	0,84	0,71	0,57	0,49	0,44	0,40	0,36	0,31
450	0,93	0,82	0,69	0,55	0,47	0,43	0,39	0,35	0,30
500	0,90	0,79	0,67	0,53	0,45	0,41	0,36	0,34	0,28
550	0,88	0,76	0,65	0,52	0,44	0,39	0,35	0,32	0,27
600	0,87	0,75	0,64	0,51	0,43	0,38	0,34	0,31	0,26
650	0,86	0,74	0,63	0,50	0,42	0,37	0,33	0,30	0,25
700	0,85	0,73	0,62	0,49	0,41	0,36	0,32	0,29	0,25
750	0,84	0,72	0,61	0,48	0,40	0,35	0,31	0,28	0,24
800	0,82	0,70	0,59	0,48	0,39	0,35	0,31	0,28	0,24
850	0,81	0,69	0,58	0,47	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24
900	0,80	0,68	0,57	0,47	0,39	0,34	0,30	0,27	0,23
950	0,79	0,67	0,56	0,46	0,38	0,33	0,30	0,27	0,23
1000	0,78	0,67	0,56	0,45	0,37	0,33	0,30	0,27	0,23
1200	0,76	0,65	0,54	0,44	0,36	0,32	0,29	0,26	0,22
1400	0,74	0,64	0,53	0,43	0,35	0,31	0,28	0,25	0,21
1600	0,73	0,63	0,52	0,42	0,34	0,30	0,27	0,24	0,21
1800	0,71	0,62	0,51	0,41	0,33	0,29	0,26	0,23	0,20
2000	0,70	0,60	0,50	0,39	0,32	0,28	0,25	0,23	0,19
4000	0,64	0,55	0,45	0,35	0,29	0,25	0,22	0,20	0,16
9000	0,60	0,50	0,41	0,32	0,26	0,22	0,20	0,17	0,14

*) Für die **Zweicylinder-Maschinen** nehme man **0,80**, für die **Dreicylinder-Maschinen 0,70** der tabellarischen Ansätze.

Bei exacter Ausführung in Instandhaltung kann dieser Antheil der Dampfverluste um Einiges, vielleicht selbst um die Hälfte herabgemindert werden, bei sichtlicher Dampflässigkeit hingegen kann C_i''' auf das Doppelte und noch höher steigen.

Die Berechnung der Tabelle geschah mittelst $C_i''' = \frac{8,8}{\sqrt{N_i}\,c} + \frac{1}{2c}$

Tab. VI.

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ zur Ermittlung des **Abkühlungs-Verlustes** $C_i^{\cdot}$ aus den tabellarischen Ansätzen $\sqrt{c}\, C_i^{\cdot}$

(durch Multiplication dieser Ansätze mit $\frac{1}{\sqrt{c}}$).

c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$
0,100	0,3162	3,162	**0,200**	0,4472	2,236	**0,300**	0,5477	1,826	**0,400**	0,6325	1,581	**0,500**	0,7071	1,414	**0,750**	0,8660	1,155
102	0,3194	3,131	**202**	0,4494	2,225	**302**	0,5495	1,820	**402**	0,6340	1,577	**505**	0,7106	1,407	**755**	0,8689	1,151
104	0,3225	3,101	**204**	0,4517	2,214	**304**	0,5514	1,814	**404**	0,6356	1,573	**510**	0,7141	1,400	**760**	0,8718	1,147
106	0,3256	3,071	**206**	0,4539	2,203	**306**	0,5532	1,808	**406**	0,6372	1,569	**515**	0,7176	1,393	**765**	0,8746	1,143
108	0,3286	3,043	**208**	0,4561	2,193	**308**	0,5550	1,802	**408**	0,6387	1,566	**520**	0,7211	1,387	**770**	0,8775	1,140
0,110	0,3317	3,015	**0,210**	0,4583	2,182	**0,310**	0,5568	1,796	**0,410**	0,6403	1,562	**0,525**	0,7246	1,380	**0,775**	0,8803	1,136
112	0,3347	2,988	**212**	0,4604	2,172	**312**	0,5586	1,790	**412**	0,6419	1,558	**530**	0,7280	1,374	**780**	0,8832	1,132
114	0,3376	2,962	**214**	0,4626	2,162	**314**	0,5604	1,785	**414**	0,6434	1,554	**535**	0,7314	1,367	**785**	0,8860	1,129
116	0,3406	2,936	**216**	0,4648	2,152	**316**	0,5621	1,779	**416**	0,6450	1,550	**540**	0,7348	1,361	**790**	0,8888	1,125
118	0,3435	2,911	**218**	0,4669	2,142	**318**	0,5639	1,773	**418**	0,6465	1,547	**545**	0,7382	1,355	**795**	0,8916	1,122
0,120	0,3464	2,887	**0,220**	0,4690	2,132	**0,320**	0,5657	1,768	**0,420**	0,6481	1,543	**0,550**	0,7416	1,348	**0,800**	0,8944	1,118
122	0,3493	2,863	**222**	0,4712	2,122	**322**	0,5675	1,762	**422**	0,6496	1,539	**555**	0,7450	1,342	**805**	0,8972	1,115
124	0,3521	2,840	**224**	0,4733	2,113	**324**	0,5692	1,757	**424**	0,6512	1,536	**560**	0,7483	1,336	**810**	0,9000	1,111
126	0,3550	2,817	**226**	0,4754	2,104	**326**	0,5710	1,751	**426**	0,6527	1,532	**565**	0,7517	1,330	**815**	0,9028	1,108
128	0,3578	2,795	**228**	0,4775	2,094	**328**	0,5727	1,746	**428**	0,6542	1,529	**570**	0,7550	1,325	**820**	0,9055	1,104
0,130	0,3606	2,773	**0,230**	0,4796	2,085	**0,330**	0,5745	1,741	**0,430**	0,6557	1,525	**0,575**	0,7583	1,319	**0,825**	0,9083	1,101
132	0,3633	2,752	**232**	0,4817	2,076	**332**	0,5762	1,736	**432**	0,6573	1,522	**580**	0,7616	1,313	**830**	0,9110	1,098
134	0,3661	2,732	**234**	0,4837	2,067	**334**	0,5779	1,730	**434**	0,6588	1,518	**585**	0,7649	1,307	**835**	0,9138	1,094
136	0,3688	2,712	**236**	0,4858	2,058	**336**	0,5797	1,725	**436**	0,6603	1,515	**590**	0,7681	1,302	**840**	0,9165	1,091
138	0,3715	2,692	**238**	0,4879	2,050	**338**	0,5814	1,720	**438**	0,6618	1,511	**595**	0,7714	1,296	**845**	0,9192	1,088
0,140	0,3742	2,673	**0,240**	0,4899	2,041	**0,340**	0,5831	1,715	**0,440**	0,6633	1,508	**0,600**	0,7746	1,291	**0,850**	0,9220	1,085
142	0,3768	2,654	**242**	0,4919	2,033	**342**	0,5848	1,710	**442**	0,6648	1,504	**605**	0,7778	1,286	**855**	0,9247	1,081
144	0,3795	2,635	**244**	0,4940	2,024	**344**	0,5865	1,705	**444**	0,6663	1,501	**610**	0,7810	1,280	**860**	0,9274	1,078
146	0,3821	2,617	**246**	0,4960	2,016	**346**	0,5882	1,700	**446**	0,6678	1,497	**615**	0,7842	1,275	**865**	0,9301	1,075
148	0,3847	2,599	**248**	0,4980	2,008	**348**	0,5899	1,695	**448**	0,6693	1,494	**620**	0,7874	1,270	**870**	0,9327	1,072
0,150	0,3873	2,582	**0,250**	0,5000	2,000	**0,350**	0,5916	1,690	**0,450**	0,6708	1,491	**0,625**	0,7906	1,265	**0,875**	0,9354	1,069
152	0,3899	2,565	**252**	0,5020	1,992	**352**	0,5933	1,685	**452**	0,6723	1,487	**630**	0,7937	1,260	**880**	0,9381	1,066
154	0,3924	2,548	**254**	0,5040	1,984	**354**	0,5950	1,681	**454**	0,6738	1,484	**635**	0,7969	1,255	**885**	0,9407	1,063
156	0,3950	2,532	**256**	0,5060	1,976	**356**	0,5967	1,676	**456**	0,6753	1,481	**640**	0,8000	1,250	**890**	0,9434	1,060
158	0,3975	2,516	**258**	0,5079	1,969	**358**	0,5983	1,671	**458**	0,6768	1,478	**645**	0,8031	1,245	**895**	0,9460	1,057
0,160	0,4000	2,500	**0,260**	0,5099	1,961	**0,360**	0,6000	1,667	**0,460**	0,6782	1,474	**0,650**	0,8062	1,240	**0,900**	0,9487	1,054
162	0,4025	2,485	**262**	0,5119	1,954	**362**	0,6017	1,662	**462**	0,6797	1,471	**655**	0,8093	1,236	**905**	0,9513	1,051
164	0,4050	2,469	**264**	0,5138	1,946	**364**	0,6033	1,657	**464**	0,6812	1,468	**660**	0,8124	1,231	**910**	0,9539	1,048
166	0,4074	2,454	**266**	0,5158	1,939	**366**	0,6050	1,653	**466**	0,6826	1,465	**665**	0,8155	1,226	**915**	0,9566	1,045
168	0,4099	2,440	**268**	0,5177	1,932	**368**	0,6066	1,648	**468**	0,6841	1,462	**670**	0,8185	1,222	**920**	0,9592	1,043
0,170	0,4123	2,425	**0,270**	0,5196	1,925	**0,370**	0,6083	1,644	**0,470**	0,6856	1,459	**0,675**	0,8216	1,217	**0,925**	0,9618	1,040
172	0,4147	2,411	**272**	0,5215	1,917	**372**	0,6099	1,640	**472**	0,6870	1,456	**680**	0,8246	1,213	**930**	0,9644	1,037
174	0,4171	2,397	**274**	0,5235	1,910	**374**	0,6116	1,635	**474**	0,6885	1,452	**685**	0,8276	1,208	**935**	0,9670	1,034
176	0,4195	2,384	**276**	0,5254	1,903	**376**	0,6132	1,631	**476**	0,6899	1,449	**690**	0,8307	1,204	**940**	0,9695	1,031
178	0,4219	2,370	**278**	0,5273	1,897	**378**	0,6148	1,627	**478**	0,6914	1,446	**695**	0,8337	1,200	**945**	0,9721	1,029
0,180	0,4243	2,357	**0,280**	0,5292	1,890	**0,380**	0,6164	1,622	**0,480**	0,6928	1,443	**0,700**	0,8367	1,195	**0,950**	0,9747	1,026
182	0,4266	2,344	**282**	0,5310	1,883	**382**	0,6181	1,618	**482**	0,6943	1,440	**705**	0,8396	1,191	**955**	0,9772	1,023
184	0,4290	2,331	**284**	0,5329	1,876	**384**	0,6197	1,614	**484**	0,6957	1,437	**710**	0,8426	1,187	**960**	0,9798	1,021
186	0,4313	2,319	**286**	0,5348	1,870	**386**	0,6213	1,610	**486**	0,6971	1,434	**715**	0,8456	1,183	**965**	0,9823	1,018
188	0,4336	2,306	**288**	0,5367	1,863	**388**	0,6229	1,605	**488**	0,6986	1,432	**720**	0,8485	1,179	**970**	0,9849	1,015
0,190	0,4359	2,294	**0,290**	0,5385	1,857	**0,390**	0,6245	1,601	**0,490**	0,7000	1,429	**0,725**	0,8515	1,174	**0,975**	0,9874	1,013
192	0,4382	2,282	**292**	0,5404	1,851	**392**	0,6261	1,597	**492**	0,7014	1,426	**730**	0,8544	1,170	**980**	0,9899	1,010
194	0,4405	2,270	**294**	0,5422	1,844	**394**	0,6277	1,593	**494**	0,7029	1,423	**735**	0,8573	1,166	**985**	0,9925	1,008
196	0,4427	2,259	**296**	0,5441	1,838	**396**	0,6293	1,589	**496**	0,7043	1,420	**740**	0,8602	1,162	**990**	0,9950	1,005
198	0,4450	2,247	**298**	0,5459	1,832	**398**	0,6309	1,585	**498**	0,7057	1,417	**745**	0,8631	1,159	**995**	0,9975	1,003
0,200	0,4472	2,236	**0,300**	0,5477	1,826	**0,400**	0,6325	1,581	**0,500**	0,7071	1,414	**0,750**	0,8660	1,155	**1,000**	1,0000	1,000

Fortsetzung und Schluss.

c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$	c	$\sqrt{c}$	$\frac{1}{\sqrt{c}}$
1,00	1,000	1,0000	2,00	1,414	0,7071	3,00	1,732	0,5773	4,00	2,000	0,5000	5,00	2,236	0,4472	7,50	2,739	0,3652
1,02	1,010	0,9901	2,02	1,421	0,7036	3,02	1,738	0,5754	4,02	2,005	0,4988	5,05	2,247	0,4450	7,55	2,748	0,3639
1,04	1,020	0,9806	2,04	1,428	0,7001	3,04	1,744	0,5735	4,04	2,010	0,4975	5,10	2,258	0,4428	7,60	2,757	0,3627
1,06	1,030	0,9713	2,06	1,435	0,6967	3,06	1,749	0,5717	4,06	2,015	0,4963	5,15	2,269	0,4406	7,65	2,766	0,3615
1,08	1,039	0,9623	2,08	1,442	0,6934	3,08	1,755	0,5698	4,08	2,020	0,4951	5,20	2,280	0,4385	7,70	2,775	0,3604
1,10	1,049	0,9535	2,10	1,449	0,6901	3,10	1,761	0,5680	4,10	2,025	0,4939	5,25	2,291	0,4364	7,75	2,784	0,3592
1,12	1,058	0,9449	2,12	1,456	0,6868	3,12	1,766	0,5661	4,12	2,030	0,4927	5,30	2,302	0,4344	7,80	2,793	0,3581
1,14	1,068	0,9366	2,14	1,463	0,6836	3,14	1,772	0,5643	4,14	2,035	0,4915	5,35	2,313	0,4323	7,85	2,802	0,3569
1,16	1,077	0,9285	2,16	1,470	0,6804	3,16	1,778	0,5626	4,16	2,040	0,4903	5,40	2,324	0,4303	7,90	2,811	0,3558
1,18	1,086	0,9206	2,18	1,476	0,6773	3,18	1,783	0,5608	4,18	2,045	0,4891	5,45	2,335	0,4284	7,95	2,820	0,3547
1,20	1,095	0,9129	2,20	1,483	0,6742	3,20	1,789	0,5590	4,20	2,049	0,4879	5,50	2,345	0,4264	8,00	2,828	0,3536
1,22	1,105	0,9054	2,22	1,490	0,6711	3,22	1,794	0,5573	4,22	2,054	0,4868	5,55	2,356	0,4245	8,05	2,837	0,3524
1,24	1,114	0,8980	2 24	1,497	0,6681	3,24	1,800	0,5556	4,24	2,059	0,4856	5,60	2,366	0,4226	8,10	2,846	0,3514
1,26	1,122	0,8909	2,26	1,503	0,6652	3,26	1,806	0,5539	4,26	2,064	0,4845	5,65	2,377	0,4207	8,15	2,855	0,3503
1,28	1,131	0,8839	2,28	1,510	0,6623	3,28	1,811	0,5522	4,28	2,069	0,4834	5,70	2,387	0,4188	8,20	2,864	0,3492
1,30	1,140	0,8770	2,30	1,517	0,6594	3,30	1,817	0,5505	4,30	2,074	0,4823	5,75	2,398	0,4170	8,25	2,872	0,3482
1,32	1,149	0,8704	2,32	1,523	0,6565	3,32	1,822	0,5488	4,32	2,078	0,4811	5,80	2,408	0,4152	8,30	2,881	0,3471
1,34	1,158	0,8639	2,34	1,530	0,6537	3,34	1,828	0,5472	4,34	2,083	0,4800	5,85	2,419	0,4134	8,35	2,890	0,3461
1,36	1,166	0,8575	2,36	1,536	0,6510	3,36	1,833	0,5456	4,36	2,088	0,4789	5,90	2,429	0,4117	8,40	2,898	0,3450
1,38	1,175	0,8513	2,38	1,543	0,6482	3,38	1,838	0,5439	4,38	2,093	0,4778	5,95	2,439	0,4100	8,45	2,907	0,3440
1,40	1,183	0,8452	2,40	1,549	0,6455	3,40	1,844	0,5423	4,40	2,098	0,4767	6,00	2,449	0,4082	8,50	2,915	0,3430
1,42	1,192	0,8392	2,42	1,556	0,6428	3,42	1,849	0,5407	4,42	2,102	0,4757	6,05	2,460	0,4066	8,55	2,924	0,3420
1,44	1,200	0,8333	2,44	1,562	0,6402	3,44	1,855	0,5392	4,44	2,107	0,4746	6,10	2,470	0,4049	8,60	2,933	0,3410
1,46	1,208	0,8276	2,46	1,568	0,6376	3,46	1,860	0,5376	4,46	2,112	0,4735	6,15	2,480	0,4032	8,65	2,941	0,3400
1,48	1,217	0,8220	2,48	1,575	0,6350	3,48	1,865	0,5360	4,48	2,117	0,4725	6,20	2,490	0,4016	8,70	2,950	0,3390
1,50	1,225	0,8165	2,50	1,581	0,6325	3,50	1,871	0,5345	4,50	2,121	0,4714	6,25	2,500	0,4000	8,75	2,958	0,3381
1,52	1,233	0,8110	2,52	1,587	0,6299	3,52	1,876	0,5330	4,52	2,126	0,4704	6,30	2,510	0,3984	8,80	2,966	0,3371
1,54	1,241	0,8058	2,54	1,594	0,6275	3,54	1,881	0,5315	4,54	2,131	0,4693	6,35	2,520	0,3968	8,85	2,975	0,3361
1,56	1,249	0,8006	2,56	1,600	0,6250	3,56	1,887	0,5300	4,56	2,135	0,4683	6,40	2,530	0,3953	8,90	2,983	0,3352
1,58	1,257	0,7955	2,58	1,606	0,6226	3,58	1,892	0,5285	4,58	2,140	0,4673	6,45	2,540	0,3938	8,95	2,992	0,3343
1,60	1,265	0,7906	2,60	1,612	0,6202	3,60	1,897	0,5270	4,60	2,145	0,4662	6,50	2,550	0,3922	9,00	3,000	0,3333
1,62	1,273	0,7857	2,62	1,619	0,6178	3,62	1,903	0,5256	4,62	2,149	0,4652	6,55	2,559	0,3907	9,05	3,008	0,3324
1,64	1,281	0,7809	2,64	1,625	0,6155	3,64	1,908	0,5241	4,64	2,154	0,4642	6,60	2,569	0,3893	9,10	3,017	0,3315
1,66	1,288	0,7762	2,66	1,631	0,6131	3,66	1,913	0,5227	4,66	2,159	0,4632	6,65	2,579	0,3878	9,15	3,025	0,3306
1,68	1,296	0,7715	2,68	1,637	0,6108	3,68	1,918	0,5213	4,68	2,163	0,4623	6,70	2,588	0,3863	9,20	3,033	0,3297
1,70	1,304	0,7670	2,70	1,643	0,6086	3,70	1,924	0,5199	4,70	2,168	0,4613	6,75	2,598	0,3849	9,25	3,041	0,3288
1,72	1,311	0,7625	2,72	1,649	0,6064	3,72	1,929	0,5185	4,72	2,173	0,4603	6,80	2,608	0,3835	9,30	3,050	0,3279
1,74	1,319	0,7581	2,74	1,655	0,6041	3,74	1,934	0,5171	4,74	2,177	0,4593	6,85	2,617	0,3821	9,35	3,058	0,3270
1,76	1,327	0,7538	2,76	1,661	0,6019	3,76	1,939	0,5157	4,76	2,182	0,4584	6,90	2,627	0,3807	9,40	3,066	0,3262
1,78	1,334	0,7495	2,78	1,667	0,5998	3,78	1,944	0,5144	4,78	2,186	0,4574	6,95	2,636	0,3793	9,45	3,074	0,3253
1,80	1,342	0,7454	2,80	1,673	0,5976	3,80	1,949	0,5130	4,80	2,191	0,4564	7,00	2,646	0,3780	9,50	3,082	0,3244
1,82	1,349	0,7412	2,82	1,679	0,5955	3,82	1,954	0,5116	4,82	2,195	0,4555	7,05	2,655	0,3766	9,55	3,090	0,3236
1,84	1,356	0,7372	2,84	1,685	0,5934	3,84	1,960	0,5103	4,84	2,200	0,4545	7,10	2,665	0,3753	9,60	3,098	0,3227
1,86	1,364	0,7332	2,86	1,691	0,5913	3,86	1,965	0,5090	4,86	2,205	0,4536	7,15	2,674	0,3740	9,65	3,106	0,3219
1,88	1,371	0,7293	2,88	1,697	0,5892	3,88	1,970	0,5077	4,88	2,209	0,4527	7,20	2,683	0,3727	9,70	3,114	0,3211
1,90	1,378	0,7255	2,90	1,703	0,5872	3,90	1,975	0,5064	4,90	2,214	0,4518	7,25	2,693	0,3714	9,75	3,122	0,3203
1,92	1,386	0,7217	2,92	1,709	0,5852	3,92	1,980	0,5051	4,92	2,218	0,4508	7,30	2,702	0,3701	9,80	3,130	0,3194
1,94	1,393	0,7180	2,94	1,715	0,5832	3,94	1,985	0,5038	4,94	2,223	0,4499	7,35	2,711	0,3689	9,85	3,138	0,3186
1,96	1,400	0,7143	2,96	1,720	0,5812	3,96	1,990	0,5025	4,96	2,227	0,4490	7,40	2,720	0,3676	9,90	3,146	0,3178
1,98	1,407	0,7107	2,98	1,726	0,5793	3,98	1,995	0,5013	4,98	2,232	0,4481	7,45	2,729	0,3664	9,95	3,154	0,3170
2,00	1,414	0,7071	3,00	1,732	0,5773	4,00	2,000	0,5000	5,00	2,236	0,4472	7,50	2,739	0,3652	10,00	3,162	0,3162

Die vorstehende Tabelle bietet zugleich eine vollständige Tabelle der Quadratwurzel und ihrer reciproken Werthe.

Tab. VII.

Bestimmung d. Kolbenfläche $\frac{D^2\pi}{4}$ aus d. Durchm. D, und umgekehrt.

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,10	0,00785	0,00801	0,00817	0,00833	0,00849	0,00866	0,00882	0,00899	0,00916	0,00933
0,11	0,00950	0,00968	0,00985	0,01003	0,01021	0,01039	0,01057	0,01075	0,01094	0,01112
0,12	0,01131	0,01150	0,01169	0,01188	0,01208	0,01227	0,01247	0,01267	0,01287	0,01307
0,13	0,01327	0,01348	0,01368	0,01389	0,01410	0,01431	0,01453	0,01474	0,01496	0,01517
0,14	0,01539	0,01561	0,01584	0,01606	0,01629	0,01651	0,01674	0,01697	0,01720	0,01744
0,15	0,01767	0,01791	0,01815	0,01839	0,01863	0,01887	0,01911	0,01936	0,01961	0,01986
0,16	0,02011	0,02036	0,02061	0,02087	0,02112	0,02138	0,02164	0,02190	0,02217	0,02243
0,17	0,02270	0,02297	0,02324	0,02351	0,02378	0,02405	0,02433	0,02461	0,02488	0,02516
0,18	0,02545	0,02573	0,02602	0,02630	0,02659	0,02688	0,02717	0,02746	0,02776	0,02806
0,19	0,02835	0,02865	0,02895	0,02926	0,02956	0,02986	0,03017	0,03048	0,03079	0,03110
0,20	0,03142	0,03173	0,03205	0,03237	0,03269	0,03301	0,03333	0,03365	0,03398	0,03431
0,21	0,03464	0,03497	0,03530	0,03563	0,03597	0,03631	0,03664	0,03698	0,03733	0,03767
0,22	0,03801	0,03836	0,03871	0,03906	0,03941	0,03976	0,04012	0,04047	0,04083	0,04119
0,23	0,04155	0,04191	0,04227	0,04264	0,04301	0,04337	0,04374	0,04412	0,04449	0,04486
0,24	0,04524	0,04562	0,04600	0,04638	0,04676	0,04714	0,04753	0,04792	0,04831	0,04870
0,25	0,04909	0,04948	0,04988	0,05027	0,05067	0,05107	0,05147	0,05187	0,05228	0,05269
0,26	0,05309	0,05350	0,05391	0,05433	0,05474	0,05515	0,05557	0,05599	0,05641	0,05683
0,27	0,05726	0,05768	0,05811	0,05853	0,05896	0,05940	0,05983	0,06026	0,06070	0,06114
0,28	0,06158	0,06202	0,06246	0,06290	0,06335	0,06379	0,06424	0,06469	0,06514	0,06560
0,29	0,06605	0,06651	0,06697	0,06743	0,06789	0,06835	0,06881	0,06928	0,06975	0,07022
0,30	0,07069	0,07116	0,07163	0,07211	0,07258	0,07306	0,07354	0,07402	0,07451	0,07499
0,31	0,07548	0,07596	0,07645	0,07694	0,07744	0,07793	0,07843	0,07892	0,07942	0,07992
0,32	0,08042	0,08093	0,08143	0,08194	0,08245	0,08296	0,08347	0,08398	0,08450	0,08501
0,33	0,08553	0,08605	0,08657	0,08709	0,08762	0,08814	0,08867	0,08920	0,08973	0,09026
0,34	0,09079	0,09133	0,09186	0,09240	0,09294	0,09348	0,09402	0,09457	0,09511	0,09566
0,35	0,09621	0,09676	0,09731	0,09787	0,09842	0,09898	0,09954	0,10010	0,10066	0,10122
0,36	0,1018	0,1024	0,1029	0,1035	0,1041	0,1046	0,1052	0,1058	0,1064	0,1069
0,37	0,1075	0,1081	0,1087	0,1093	0,1099	0,1104	0,1110	0,1116	0,1122	0,1128
0,38	0,1134	0,1140	0,1146	0,1152	0,1158	0,1164	0,1170	0,1176	0,1182	0,1188
0,39	0,1195	0,1201	0,1207	0,1213	0,1219	0,1225	0,1232	0,1238	0,1244	0,1250
0,40	0,1257	0,1263	0,1269	0,1276	0,1282	0,1288	0,1295	0,1301	0,1307	0,1314
0,41	0,1320	0,1327	0,1333	0,1340	0,1346	0,1353	0,1359	0,1366	0,1372	0,1379
0,42	0,1385	0,1392	0,1399	0,1405	0,1412	0,1419	0,1425	0,1432	0,1439	0,1445
0,43	0,1452	0,1459	0,1466	0,1473	0,1479	0,1486	0,1493	0,1500	0,1507	0,1514
0,44	0,1521	0,1527	0,1534	0,1541	0,1548	0,1555	0,1562	0,1569	0,1576	0,1583
0,45	0,1590	0,1598	0,1605	0,1612	0,1619	0,1626	0,1633	0,1640	0,1647	0,1655
0,46	0,1662	0,1669	0,1676	0,1684	0,1691	0,1698	0,1706	0,1713	0,1720	0,1728
0,47	0,1735	0,1742	0,1750	0,1757	0,1765	0,1772	0,1780	0,1787	0,1795	0,1802
0,48	0,1810	0,1817	0,1825	0,1832	0,1840	0,1847	0,1855	0,1863	0,1870	0,1878
0,49	0,1886	0,1893	0,1901	0,1909	0,1917	0,1924	0,1932	0,1940	0,1948	0,1956
0,50	0,1963	0,1971	0,1979	0,1987	0,1995	0,2003	0,2011	0,2019	0,2027	0,2035
0,51	0,2043	0,2051	0,2059	0,2067	0,2075	0,2083	0,2091	0,2099	0,2107	0,2116
0,52	0,2124	0,2132	0,2140	0,2148	0,2157	0,2165	0,2173	0,2181	0,2190	0,2198
0,53	0,2206	0,2215	0,2223	0,2231	0,2240	0,2248	0,2256	0,2265	0,2273	0,2282
0,54	0,2290	0,2299	0,2307	0,2316	0,2324	0,2333	0,2341	0,2350	0,2359	0,2367
0,55	0,2376									

(Fortsetzung.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,55	0,2376	0,2384	0,2393	0,2402	0,2411	0,2419	0,2428	0,2437	0,2445	0,2454
0,56	0,2463	0,2472	0,2481	0,2489	0,2498	0,2507	0,2516	0,2525	0,2534	0,2543
0,57	0,2552	0,2561	0,2570	0,2579	0,2588	0,2597	0,2606	0,2615	0,2624	0,2633
0,58	0,2642	0,2651	0,2660	0,2669	0,2679	0,2688	0,2697	0,2706	0,2715	0,2725
0,59	0,2734	0,2743	0,2753	0,2762	0,2771	0,2781	0,2790	0,2799	0,2809	0,2818
0,60	0,2827	0,2837	0,2846	0,2856	0,2865	0,2875	0,2884	0,2894	0,2903	0,2913
0,61	0,2922	0,2932	0,2942	0,2951	0,2961	0,2971	0,2980	0,2990	0,3000	0,3009
0,62	0,3019	0,3029	0,3039	0,3048	0,3058	0,3068	0,3078	0,3088	0,3097	0,3107
0,63	0,3117	0,3127	0,3137	0,3147	0,3157	0,3167	0,3177	0,3187	0,3197	0,3207
0,64	0,3217	0,3227	0,3237	0,3247	0,3257	0,3267	0,3278	0,3288	0,3298	0,3308
0,65	0,3318	0,3329	0,3339	0,3349	0,3359	0,3370	0,3380	0,3390	0,3400	0,3411
0,66	0,3421	0,3432	0,3442	0,3452	0,3463	0,3473	0,3484	0,3494	0,3505	0,3515
0,67	0,3526	0,3536	0,3547	0,3557	0,3568	0,3578	0,3589	0,3600	0,3610	0,3621
0,68	0,3632	0,3642	0,3653	0,3664	0,3675	0,3685	0,3696	0,3707	0,3718	0,3728
0,69	0,3739	0,3750	0,3761	0,3772	0,3783	0,3794	0,3805	0,3816	0,3826	0,3837
0,70	0,3848	0,3859	0,3870	0,3882	0,3893	0,3904	0,3915	0,3926	0,3937	0,3948
0,71	0,3959	0,3970	0,3982	0,3993	0,4004	0,4015	0,4026	0,4038	0,4049	0,4060
0,72	0,4072	0,4083	0,4094	0,4106	0,4117	0,4128	0,4140	0,4151	0,4162	0,4174
0,73	0,4185	0,4197	0,4208	0,4220	0,4231	0,4243	0,4254	0,4266	0,4278	0,4289
0,74	0,4301	0,4312	0,4324	0,4336	0,4347	0,4359	0,4371	0,4383	0,4394	0,4406
0,75	0,4418	0,4430	0,4441	0,4453	0,4465	0,4477	0,4489	0,4501	0,4513	0,4525
0,76	0,4536	0,4548	0,4560	0,4572	0,4584	0,4596	0,4608	0,4620	0,4632	0,4645
0,77	0,4657	0,4669	0,4681	0,4693	0,4705	0,4717	0,4729	0,4742	0,4754	0,4766
0,78	0,4778	0,4791	0,4803	0,4815	0,4827	0,4840	0,4852	0,4865	0,4877	0,4889
0,79	0,4902	0,4914	0,4927	0,4939	0,4951	0,4964	0,4976	0,4989	0,5001	0,5014
0,80	0,5027	0,5039	0,5052	0,5064	0,5077	0,5090	0,5102	0,5115	0,5128	0,5140
0,81	0,5153	0,5166	0,5178	0,5191	0,5204	0,5217	0,5230	0,5242	0,5255	0,5268
0,82	0,5281	0,5294	0,5307	0,5320	0,5333	0,5346	0,5359	0,5372	0,5385	0,5398
0,83	0,5411	0,5424	0,5437	0,5450	0,5463	0,5476	0,5489	0,5502	0,5515	0,5529
0,84	0,5542	0,5555	0,5568	0,5581	0,5595	0,5608	0,5621	0,5635	0,5648	0,5661
0,85	0,5675	0,5688	0,5701	0,5715	0,5728	0,5741	0,5755	0,5768	0,5782	0,5795
0,86	0,5809	0,5822	0,5836	0,5849	0,5863	0,5877	0,5890	0,5904	0,5917	0,5931
0,87	0,5945	0,5958	0,5972	0,5986	0,5999	0,6013	0,6027	0,6041	0,6055	0,6068
0,88	0,6082	0,6096	0,6110	0,6124	0,6138	0,6151	0,6165	0,6179	0,6193	0,6207
0,89	0,6221	0,6235	0,6249	0,6263	0,6277	0,6291	0,6305	0,6319	0,6333	0,6348
0,90	0,6362	0,6376	0,6390	0,6404	0,6418	0,6433	0,6447	0,6461	0,6475	0,6490
0,91	0,6504	0,6518	0,6533	0,6547	0,6561	0,6576	0,6590	0,6604	0,6619	0,6633
0,92	0,6648	0,6662	0,6677	0,6691	0,6706	0,6720	0,6735	0,6749	0,6764	0,6778
0,93	0,6793	0,6808	0,6822	0,6837	0,6851	0,6866	0,6881	0,6896	0,6910	0,6925
0,94	0,6940	0,6955	0,6969	0,6984	0,6999	0,7014	0,7029	0,7044	0,7058	0,7073
0,95	0,7088	0,7103	0,7118	0,7133	0,7148	0,7163	0,7178	0,7193	0,7208	0,7223
0,96	0,7238	0,7253	0,7268	0,7284	0,7299	0,7314	0,7329	0,7344	0,7359	0,7375
0,97	0,7390	0,7405	0,7420	0,7436	0,7451	0,7466	0,7482	0,7497	0,7512	0,7528
0,98	0,7543	0,7558	0,7574	0,7589	0,7605	0,7620	0,7636	0,7651	0,7667	0,7682
0,99	0,7698	0,7713	0,7729	0,7744	0,7760	0,7776	0,7791	0,7807	0,7823	0,7838
1,00	0,7854	Fortsetzung folgt.								

Tab. VII. Werthe von $\frac{D^2\pi}{4}$. (Fortsetzung.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
1,00	0,7854	0,7870	0,7886	0,7901	0,7917	0,7933	0,7949	0,7964	0,7980	0,7996
1,01	0,8012	0,8028	0,8044	0,8060	0,8076	0,8092	0,8108	0,8123	0,8139	0,8155
1,02	0,8171	0,8187	0,8204	0,8220	0,8236	0,8252	0,8268	0,8284	0,8300	0,8316
1,03	0,8332	0,8349	0,8365	0,8381	0,8397	0,8414	0,8430	0,8446	0,8462	0,8479
1,04	0,8495	0,8511	0,8528	0,8544	0,8561	0,8577	0,8593	0,8610	0,8626	0,8643
1,05	0,8659	0,8676	0,8692	0,8709	0,8725	0,8742	0,8758	0,8775	0,8792	0,8808
1,06	0,8825	0,8841	0,8858	0,8875	0,8892	0,8908	0,8925	0,8942	0,8959	0,8975
1,07	0,8992	0,9009	0,9026	0,9043	0,9060	0,9076	0,9093	0,9110	0,9127	0,9144
1,08	0,9161	0,9178	0,9195	0,9212	0,9229	0,9246	0,9263	0,9280	0,9297	0,9314
1,09	0,9331	0,9349	0,9366	0,9383	0,9400	0,9417	0,9435	0,9452	0,9469	0,9486
1,10	0,9503	0,9521	0,9538	0,9555	0,9573	0,9590	0,9607	0,9625	0,9642	0,9660
1,11	0,9677	0,9694	0,9712	0,9729	0,9747	0,9764	0,9782	0,9799	0,9817	0,9834
1,12	0,9852	0,9870	0,9887	0,9905	0,9923	0,9940	0,9958	0,9976	0,9993	1,0011
1,13	1,0029	1,0047	1,0064	1,0082	1,0100	1,0118	1,0136	1,0154	1,0171	1,0189
1,14	1,0207	1,0225	1,0243	1,0261	1,0279	1,0297	1,0315	1,0333	1,0351	1,0369
1,15	1,0387	1,0405	1,0423	1,0441	1,0459	1,0478	1,0496	1,0514	1,0532	1,0550
1,16	1,0568	1,0587	1,0605	1,0623	1,0642	1,0660	1,0678	1,0696	1,0715	1,0733
1,17	1,0751	1,0770	1,0788	1,0807	1,0825	1,0844	1,0862	1,0881	1,0899	1,0917
1,18	1,0936	1,0955	1,0973	1,0992	1,1010	1,1029	1,1048	1,1066	1,1085	1,1103
1,19	1,1122	1,1141	1,1160	1,1178	1,1197	1,1216	1,1235	1,1253	1,1272	1,1291
1,20	1,1310	1,1329	1,1348	1,1366	1,1385	1,1404	1,1423	1,1442	1,1461	1,1480
1,21	1,1499	1,1518	1,1537	1,1556	1,1575	1,1594	1,1614	1,1633	1,1652	1,1671
1,22	1,1690	1,1709	1,1728	1,1748	1,1767	1,1786	1,1805	1,1825	1,1844	1,1863
1,23	1,1882	1,1902	1,1921	1,1941	1,1960	1,1979	1,1999	1,2018	1,2038	1,2057
1,24	1,2076	1,2096	1,2115	1,2135	1,2155	1,2174	1,2194	1,2213	1,2233	1,2252
1,25	1,2272	1,2292	1,2311	1,2331	1,2351	1,2370	1,2390	1,2410	1,2430	1,2449
1,26	1,2469	1,2489	1,2509	1,2529	1,2548	1,2568	1,2588	1,2608	1,2628	1,2648
1,27	1,2668	1,2688	1,2708	1,2728	1,2748	1,2768	1,2788	1,2808	1,2828	1,2848
1,28	1,2868	1,2888	1,2908	1,2929	1,2949	1,2969	1,2989	1,3009	1,3029	1,3050
1,29	1,3070	1,3090	1,3110	1,3131	1,3151	1,3172	1,3192	1,3212	1,3233	1,3253
1,30	1,3273	1,3294	1,3314	1,3335	1,3355	1,3376	1,3396	1,3417	1,3437	1,3458
1,31	1,3478	1,3499	1,3520	1,3540	1,3561	1,3582	1,3602	1,3623	1,3643	1,3664
1,32	1,3685	1,3706	1,3726	1,3747	1,3768	1,3789	1,3810	1,3830	1,3851	1,3872
1,33	1,3893	1,3914	1,3935	1,3956	1,3977	1,3998	1,4019	1,4040	1,4061	1,4082
1,34	1,4103	1,4124	1,4145	1,4166	1,4187	1,4208	1,4229	1,4251	1,4272	1,4293
1,35	1,4314	1,4335	1,4356	1,4378	1,4399	1,4420	1,4442	1,4463	1,4484	1,4505
1,36	1,4527	1,4548	1,4570	1,4591	1,4612	1,4634	1,4655	1,4677	1,4698	1,4720
1,37	1,4741	1,4763	1,4784	1,4806	1,4828	1,4849	1,4871	1,4892	1,4914	1,4936
1,38	1,4957	1,4979	1,5001	1,5022	1,5044	1,5066	1,5088	1,5109	1,5131	1,5153
1,39	1,5175	1,5197	1,5219	1,5240	1,5262	1,5284	1,5306	1,5328	1,5350	1,5372
1,40	1,5394	1,5416	1,5438	1,5460	1,5482	1,5504	1,5526	1,5548	1,5570	1,5592
1,41	1,5615	1,5637	1,5659	1,5681	1,5703	1,5726	1,5748	1,5770	1,5792	1,5815
1,42	1,5837	1,5859	1,5882	1,5904	1,5926	1,5949	1,5971	1,5993	1,6016	1,6038
1,43	1,6061	1,6083	1,6106	1,6128	1,6151	1,6173	1,6196	1,6218	1,6241	1,6263
1,44	1,6286	1,6309	1,6331	1,6354	1,6377	1,6399	1,6422	1,6445	1,6468	1,6490
1,45	1,6513	1,6536	1,6559	1,6582	1,6604	1,6627	1,6650	1,6673	1,6696	1,6719
1,46	1,6742	1,6765	1,6788	1,6811	1,6834	1,6857	1,6880	1,6903	1,6926	1,6949
1,47	1,6972	1,6995	1,7018	1,7041	1,7064	1,7088	1,7111	1,7134	1,7157	1,7180
1,48	1,7203	1,7227	1,7250	1,7273	1,7297	1,7320	1,7343	1,7367	1,7390	1,7413
1,49	1,7437	1,7460	1,7484	1,7507	1,7531	1,7554	1,7578	1,7601	1,7625	1,7648
1,50	1,7672									

(Fortsetzung.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
1,50	1,7672	1,7695	1,7719	1,7742	1,7766	1,7790	1,7813	1,7837	1,7861	1,7884
1,51	1,7908	1,7932	1,7955	1,7979	1,8003	1,8027	1,8051	1,8074	1,8098	1,8122
1,52	1,8146	1,8170	1,8194	1,8218	1,8242	1,8266	1,8290	1,8314	1,8337	1,8361
1,53	1,8385	1,8410	1,8434	1,8458	1,8482	1,8506	1,8530	1,8554	1,8578	1,8602
1,54	1,8627	1,8651	1,8675	1,8699	1,8724	1,8748	1,8772	1,8796	1,8821	1,8845
1,55	1,8869	1,8894	1,8918	1,8942	1,8967	1,8991	1,9016	1,9040	1,9065	1,9089
1,56	1,9113	1,9138	1,9163	1,9187	1,9212	1,9236	1,9261	1,9286	1,9310	1,9335
1,57	1,9359	1,9384	1,9409	1,9434	1,9458	1,9483	1,9508	1,9532	1,9557	1,9582
1,58	1,9607	1,9632	1,9657	1,9681	1,9706	1,9731	1,9756	1,9781	1,9806	1,9831
1,59	1,9856	1,9881	1,9906	1,9931	1,9956	1,9981	2,0006	2,0031	2,0056	2,0081
1,60	2,0106	2,0131	2,0157	2,0182	2,0207	2,0232	2,0257	2,0283	2,0308	2,0333
1,61	2,0358	2,0384	2,0409	2,0434	2,0460	2,0485	2,0511	2,0536	2,0561	2,0587
1,62	2,0612	2,0638	2,0663	2,0689	2,0714	2,0740	2,0765	2,0791	2,0816	2,0842
1,63	2,0867	2,0893	2,0919	2,0944	2,0970	2,0996	2,1021	2,1047	2,1073	2,1098
1,64	2,1124	2,1150	2,1176	2,1202	2,1227	2,1253	2,1279	2,1305	2,1331	2,1357
1,65	2,1383	2,1408	2,1434	2,1460	2,1486	2,1512	2,1538	2,1564	2,1590	2,1616
1,66	2,1642	2,1669	2,1695	2,1721	2,1747	2,1773	2,1799	2,1826	2,1852	2,1878
1,67	2,1904	2,1930	2,1957	2,1983	2,2009	2,2036	2,2062	2,2088	2,2114	2,2141
1,68	2,2167	2,2194	2,2220	2,2247	2,2273	2,2299	2,2326	2,2352	2,2379	2,2405
1,69	2,2432	2,2458	2,2485	2,2512	2,2538	2,2565	2,2592	2,2618	2,2645	2,2671
1,70	2,2698	2,2725	2,2752	2,2778	2,2805	2,2832	2,2859	2,2885	2,2912	2,2939
1,71	2,2966	2,2993	2,3020	2,3047	2,3074	2,3101	2,3127	2,3154	2,3181	2,3208
1,72	2,3235	2,3262	2,3289	2,3317	2,3344	2,3371	2,3398	2,3425	2,3452	2,3479
1,73	2,3506	2,3533	2,3561	2,3588	2,3615	2,3642	2,3670	2,3697	2,3724	2,3751
1,74	2,3779	2,3806	2,3834	2,3861	2,3888	2,3916	2,3943	2,3971	2,3998	2,4025
1,75	2,4053	2,4080	2,4108	2,4136	2,4163	2,4191	2,4218	2,4246	2,4273	2,4301
1,76	2,4329	2,4356	2,4384	2,4412	2,4439	2,4467	2,4495	2,4523	2,4550	2,4578
1,77	2,4606	2,4634	2,4661	2,4689	2,4717	2,4745	2,4773	2,4801	2,4829	2,4857
1,78	2,4885	2,4913	2,4941	2,4969	2,4997	2,5025	2,5053	2,5081	2,5109	2,5137
1,79	2,5165	2,5193	2,5221	2,5250	2,5278	2,5306	2,5334	2,5362	2,5391	2,5419
1,80	2,5447	2,5475	2,5504	2,5532	2,5560	2,5589	2,5617	2,5645	2,5674	2,5702
1,81	2,5730	2,5759	2,5787	2,5816	2,5844	2,5873	2,5901	2,5930	2,5958	2,5987
1,82	2,6016	2,6044	2,6073	2,6102	2,6130	2,6159	2,6188	2,6216	2,6245	2,6274
1,83	2,6302	2,6331	2,6360	2,6389	2,6417	2,6446	2,6475	2,6504	2,6533	2,6562
1,84	2,6590	2,6619	2,6648	2,6677	2,6706	2,6735	2,6764	2,6793	2,6822	2,6851
1,85	2,6880	2,6909	2,6939	2,6968	2,6997	2,7026	2,7055	2,7084	2,7113	2,7142
1,86	2,7172	2,7201	2,7230	2,7260	2,7289	2,7318	2,7347	2,7377	2,7406	2,7435
1,87	2,7465	2,7494	2,7524	2,7553	2,7582	2,7612	2,7641	2,7671	2,7700	2,7730
1,88	2,7759	2,7789	2,7818	2,7848	2,7878	2,7907	2,7937	2,7966	2,7996	2,8026
1,89	2,8055	2,8085	2,8115	2,8145	2,8174	2,8204	2,8234	2,8264	2,8293	2,8323
1,90	2,8353	2,8383	2,8413	2,8443	2,8473	2,8503	2,8532	2,8562	2,8592	2,8622
1,91	2,8652	2,8682	2,8712	2,8742	2,8772	2,8803	2,8833	2,8863	2,8893	2,8923
1,92	2,8953	2,8983	2,9013	2,9044	2,9074	2,9104	2,9134	2,9165	2,9195	2,9225
1,93	2,9255	2,9286	2,9316	2,9346	2,9377	2,9407	2,9438	2,9468	2,9498	2,9529
1,94	2,9559	2,9590	2,9620	2,9651	2,9681	2,9712	2,9743	2,9773	2,9804	2,9834
1,95	2,9865	2,9896	2,9926	2,9957	2,9988	3,0018	3,0049	3,0080	3,0110	3,0141
1,96	3,0172	3,0203	3,0234	3,0264	3,0295	3,0326	3,0357	3,0388	3,0419	3,0450
1,97	3,0481	3,0512	3,0543	3,0574	3,0605	3,0636	3,0667	3,0698	3,0729	3,0760
1,98	3,0791	3,0822	3,0853	3,0884	3,0915	3,0947	3,0978	3,1009	3,1040	3,1071
1,99	3,1103	3,1134	3,1165	3,1197	3,1228	3,1259	3,1291	3,1322	3,1353	3,1385
2,00	3,1416	Fortsetzung folgt.								

Tab. VII. Werthe von $\frac{D^2\pi}{4}$. (Fortsetzung.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
2,00	3,1416	3,1447	3,1479	3,1510	3,1542	3,1573	3,1605	3,1636	3,1668	3,1699
2,01	3,1731	3,1763	3,1794	3,1826	3,1858	3,1889	3,1921	3,1952	3,1984	3,2016
2,02	3,2047	3,2079	3,2111	3,2143	3,2175	3,2206	3,2238	3,2270	3,2302	3,2334
2,03	3,2366	3,2397	3,2429	3,2461	3,2493	3,2225	3,2557	3,2589	3,2621	3,2653
2,04	3,2685	3,2717	3,2749	3,2781	3,2814	3,2846	3,2878	3,2910	3,2942	3,2974
2,05	3,3006	3,3039	3,3071	3,3103	3,3136	3,3168	3,3200	3,3232	3,3265	3,3297
2,06	3,3329	3,3362	3,3394	3,3426	3,3457	3,3489	3,3522	3,3554	3,3589	3,3621
2,07	3,3654	3,3686	3,3719	3,3751	3,3784	3,3817	3,3849	3,3882	3,3914	3,3947
2,08	3,3979	3,4012	3,4045	3,4078	3,4111	3,4143	3,4176	3,4209	3,4242	3,4274
2,09	3,4307	3,4340	3,4373	3,4406	3,4439	3,4472	3,4504	3,4537	3,4570	3,4603
2,10	3,4636	3,4669	3,4702	3,4735	3,4768	3,4801	3,4834	3,4868	3,4901	3,4934
2,11	3,4967	3,5000	3,5033	3,5066	3,5100	3,5133	3,5166	3,5199	3,5232	3,5266
2,12	3,5299	3,5332	3,5366	3,5399	3,5432	3,5466	3,5499	3,5533	3,5566	3,5599
2,13	3,5633	3,5666	3,5700	3,5733	3,5767	3,5800	3,5834	3,5867	3,5901	3,5935
2,14	3,5968	3,6002	3,6035	3,6069	3,6103	3,6137	3,6170	3,6204	3,6238	3,6271
2,15	3,6305	3,6339	3,6373	3,6407	3,6440	3,6474	3,6508	3,6542	3,6576	3,6610
2,16	3,6644	3,6678	3,6712	3,6746	3,6780	3,6814	3,6848	3,6882	3,6916	3,6950
2,17	3,6984	3,7018	3,7052	3,7086	3,7120	3,7154	3,7189	3,7223	3,7257	3,7291
2,18	3,7325	3,7360	3,7394	3,7428	3,7463	3,7497	3,7531	3,7566	3,7600	3,7634
2,19	3,7669	3,7703	3,7737	3,7772	3,7806	3,7841	3,7875	3,7910	3,7944	3,7979
2,20	3,8013	3,8048	3,8083	3,8117	3,8152	3,8186	3,8221	3,8256	3,8290	3,8325
2,21	3,8360	3,8394	3,8429	3,8464	3,8499	3,8534	3,8568	3,8603	3,8638	3,8673
2,22	3,8708	3,8743	3,8778	3,8812	3,8847	3,8882	3,8917	3,8952	3,8987	3,9022
2,23	3,9057	3,9092	3,9127	3,9162	3,9198	3,9233	3,9268	3,9303	3,9338	3,9373
2,24	3,9408	3,9443	3,9479	3,9514	3,9549	3,9584	3,9620	3,9655	3,9690	3,9726
2,25	3,9761	3,9796	3,9832	3,9867	3,9902	3,9938	3,9973	4,0009	4,0044	4,0080
2,26	4,0115	4,0151	4,0186	4,0222	4,0257	4,0293	4,0328	4,0364	4,0400	4,0435
2,27	4,0471	4,0507	4,0542	4,0578	4,0614	4,0649	4,0685	4,0721	4,0757	4,0792
2,28	4,0828	4,0864	4,0900	4,0936	4,0972	4,1008	4,1044	4,1079	4,1115	4,1151
2,29	4,1187	4,1223	4,1259	4,1295	4,1331	4,1367	4,1403	4,1439	4,1476	4,1512
2,30	4,1548	4,1584	4,1620	4,1656	4,1692	4,1729	4,1765	4,1801	4,1837	4,1873
2,31	4,1910	4,1946	4,1982	4,2019	4,2055	4,2091	4,2128	4,2164	4,2201	4,2237
2,32	4,2273	4,2310	4,2346	4,2383	4,2419	4,2456	4,2492	4,2529	4,2565	4,2602
2,33	4,2639	4,2675	4,2712	4,2749	4,2785	4,2822	4,2859	4,2895	4,2932	4,2969
2,34	4,3005	4,3042	4,3079	4,3116	4,3153	4,3189	4,3226	4,3263	4,3300	4,3337
2,35	4,3374	4,3411	4,3448	4,3485	4,3522	4,3559	4,3596	4,3633	4,3670	4,3707
2,36	4,3744	4,3781	4,3818	4,3855	4,3892	4,3929	4,3966	4,4004	4,4041	4,4078
2,37	4,4115	4,4152	4,4190	4,4227	4,4264	4,4302	4,4339	4,4376	4,4413	4,4451
2,38	4,4488	4,4526	4,4563	4,4600	4,4638	4,4675	4,4713	4,4750	4,4788	4,4825
2,39	4,4863	4,4900	4,4938	4,4976	4,5013	4,5051	4,5088	4,5126	4,5164	4,5201
2,40	4,5239	4,5277	4,5314	4,5352	4,5390	4,5428	4,5466	4,5503	4,5541	4,5579
2,41	4,5617	4,5655	4,5693	4,5731	4,5768	4,5806	4,5844	4,5882	4,5920	4,5958
2,42	4,5996	4,6034	4,6072	4,6110	4,6148	4,6187	4,6225	4,6263	4,6301	4,6339
2,43	4,6377	4,6415	4,6454	4,6492	4,6530	4,6568	4,6607	4,6645	4,6683	4,6721
2,44	4,6760	4,6798	4,6836	4,6875	4,6913	4,6952	4,6990	4,7028	4,7067	4,7105
2,45	4,7144	4,7182	4,7221	4,7259	4,7298	4,7336	4,7375	4,7413	4,7452	4,7491
2,46	4,7529	4,7568	4,7607	4,7645	4,7684	4,7723	4,7762	4,7800	4,7839	4,7878
2,47	4,7916	4,7955	4,7994	4,8033	4,8072	4,8111	4,8150	4,8188	4,8227	4,8266
2,48	4,8305	4,8344	4,8383	4,8422	4,8461	4,8500	4,8539	4,8578	4,8617	4,8656
2,49	4,8696	4,8735	4,8774	4,8813	4,8852	4,8891	4,8931	4,8970	4,9009	4,9048
2,50	4,9087									

(Schluss.)

D	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
2,50	4,9087	4,9127	4,9166	4,9205	4,9245	4,9284	4,9324	4,9363	4,9402	4,9442
2,51	4,9481	4,9520	4,9560	4,9599	4,9639	4,9678	4,9718	4,9757	4,9797	4,9836
2,52	4,9876	4,9916	4,9955	4,9995	5,0035	5,0074	5,0114	5,0154	5,0193	5,0233
2,53	5,0273	5,0312	5,0352	5,0392	5,0432	5,0472	5,0511	5,0551	5,0591	5,0631
2,54	5,0671	5,0711	5,0757	5,0791	5,0831	5,0871	5,0910	5,0951	5,0991	5,1031
2,55	5,1071	5,1111	5,1151	5,1191	5,1231	5,1271	5,1311	5,1351	5,1392	5,1432
2,56	5,1472	5,1512	5,1552	5,1593	5,1633	5,1673	5,1714	5,1754	5,1794	5,1835
2,57	5,1875	5,1915	5,1956	5,1996	5,2037	5,2077	5,2117	5,2158	5,2198	5,2239
2,58	5,2279	3,2320	5,2360	5,2401	5,2442	5,2482	5,2523	5,2563	5,2604	5,2645
2,59	5,2685	5,2726	5,2767	5,2808	5,2848	5,2889	5,2930	5,2971	5,3011	5,3052
2,60	5,3093	5,3134	5,3175	5,3216	5,3257	5,3298	5,3338	5,3379	5,3420	5,3461
2,61	5,3502	5,3543	5,3584	5,3625	5,3666	5,3708	5,3749	5,3790	5,3831	5,3872
2,62	5,3913	5,3954	5,3995	5,4037	5,4078	5,4119	5,4160	5,4202	5,4243	5,4284
2,63	5,4325	5,4367	5,4408	5,4449	5,4491	5,4532	5,4574	5,4615	5,4656	5,4698
2,64	5,4739	5,4781	5,4822	5,4864	5,4905	5,4947	5,4988	5,5030	5,5072	5,5113
2,65	5,5155	5,5196	5,5238	5,5280	5,5321	5,5363	5,5405	5,5447	5,5488	5,5530
2,66	5,5572	5,5613	5,5655	5,5697	5,5739	5,5781	5,5823	5,5865	5,5906	5,5948
2,67	5,5990	5,6032	5,6074	5,6116	5,6158	5,6200	5,6242	5,6284	5,6326	5,6368
2,68	5,6410	5,6453	5,6495	5,6537	5,6579	5,6621	5,6663	5,6706	5,6748	5,6790
2,69	5,6832	5,6875	5,6917	5,6959	5,7002	5,7044	5,7086	5,7129	5,7171	5,7213
2,70	5,7256	5,7298	5,7340	5,7383	5,7425	5,7468	5,7510	5,7553	5,7595	5,7638
2,71	5,7680	5,7723	5,7766	5,7808	5,7851	5,7894	5,7936	5,7979	5,8022	5,8064
2,72	5,8107	5,8150	5,8193	5,8235	5,8278	5,8321	5,8364	5,8407	5,8449	5,8492
2,73	5,8535	5,8579	5,8623	5,8667	5,8711	5,8755	5,8799	5,8843	5,8887	5,8921
2,74	5,8965	5,9008	5,9051	5,9094	5,9137	5,9180	5,9223	5,9266	5,9309	5,9353
2,75	5,9396	5,9439	5,9482	5,9526	5,9569	5,9612	5,9655	5,9699	5,9742	5,9785
2,76	5,9829	5,9872	5,9915	5,9959	6,0002	6,0046	6,0089	6,0133	6,0176	6,0219
2,77	6,0263	6,0306	6,0350	6,0394	6,0437	6,0481	6,0524	6,0568	6,0612	6,0655
2,78	6,0699	6,0742	6,0786	6,0830	6,0874	6,0917	6,0961	6,1005	6,1049	6,1092
2,79	6,1136	6,1180	6,1224	6,1268	6,1312	6,1356	6,1400	6,1444	6,1487	6,1531
2,80	6,1575	6,1619	6,1663	6,1707	6,1751	6,1796	6,1840	6,1884	6,1928	6,1972
2,81	6,2016	6,2060	6,2104	6,2148	6,2193	6,2237	6,2281	6,2325	6,2370	6,2414
2,82	6,2458	6,2502	6,2547	6,2591	6,2636	6,2680	6,2724	6,2769	6,2813	6,2857
2,83	6,2902	6,2946	6,2991	6,3035	6,3080	6,3124	6,3169	6,3214	6,3258	6,3303
2,84	6,3347	6,3392	6,3436	6,3481	6,3526	6,3571	6,3615	6,3660	6,3705	6,3749
2,85	6,3734	6,3839	6,3884	6,3929	6,3973	6,4018	6,4063	6,4108	6,4153	6,4198
2,86	6,4242	6,4287	6,4332	6,4377	6,4422	6,4467	6,4512	6,4557	6,4602	6,4647
2,87	6,4693	6,4738	6,4783	6,4828	6,4873	6,4918	6,4963	6,5009	6,5054	6,5099
2,88	6,5144	6,5189	6,5235	6,5280	6,5325	6,5371	6,5416	6,5461	6,5507	6,5552
2,89	6,5597	6,5643	6,5688	6,5734	6,5779	6,5825	6,5870	6,5916	6,5961	6,6007
2,90	6,6052	6,6098	6,6143	6,6189	6,6235	6,6280	6,6326	6,6371	6,6417	6,6463
2,91	6,6508	6,6554	6,6600	6,6646	6,6691	6,6737	6,6783	6,6829	6,6875	6,6920
2,92	6,6966	6,7012	6,7058	6,7104	6,7150	6,7196	6,7242	6,7288	6,7334	6,7380
2,93	6,7426	6,7472	6,7518	6,7564	6,7610	6,7656	6,7702	6,7748	6,7794	6,7841
2,94	6,7887	6,7933	6,7979	6,8025	6,8072	6,8118	6,8164	6,8211	6,8257	6,8203
2,95	6,8349	6,8396	6,8442	6,8489	6,8535	6,8581	6,8628	6,8674	6,8721	6,8767
2,96	6,8813	6,8860	6,8907	6,8953	6,9000	6,9046	6,9093	6,9139	6,9186	6,9233
2,97	6,9279	6,9326	6,9373	6,9419	6,9466	6,9513	6,9560	6,9606	6,9653	6,9700
2,98	6,9747	6,9793	6,9840	6,9887	6,9934	6,9981	7,0028	7,0075	7,0122	7,0169
2,99	7,0215	7,0262	7,0309	7,0357	7,0404	7,0451	7,0498	7,0545	7,0592	7,0639
3,00	7,0686	Fortsetzung bei 0,300 mit Versetzung des Decimalzeichens.								

VIII.

Schwungrad-Berechnungs-Tabellen.

(Nach Prof. Káš.)

Bemerkungen.

Diese Tabellen enthalten für die verschiedensten Verhältnisse der Eincylinder-Maschinen (in Betreff der Spannung, Füllung etc.) mit Berücksichtigung der hin- und hergehenden Massen, Schubstangenlänge u. s. w. die Werthe von A für die Formel

$$G = A \frac{10\,000\, Ol}{c^2}$$

Hiebei wird O in qm, l und c in m eingesetzt und es ist sodann G (in kg) für mittlere Gleichförmigkeit ($i = 30$) das im Kranze vereinigt gedachte Schwunggewicht, wovon (rund) $^1/_{10}$ auf Rechnung der Radarme in Wegfall kommt, wenn dieselben mit $^1/_3$ ihres Gewichtes an dem Schwunggewichte participieren. Hienach ist das wirkliche Schwungring-Gewicht hinreichend annähernd

$$G_1 = 0{,}9\, G$$

Die Querschnittsfläche des Schwungringes vom (mittleren) Halbmesser R (in Metern) ist sodann

$$q = 0{,}2 \frac{G}{R} = 0{,}222 \frac{G_1}{R} \text{ (in qcm).}$$

Für einen von 30 verschiedenen Gleichförmigkeitsgrad i ist G mit $\frac{i}{30}$ zu multiplicieren.

Behufs Bestimmung des Antheiles $r_0' = a \frac{G_s}{10000}$ des Leergangswiderstandes nach Tab. IX genügt es, das summarische Gewicht des Schwungrades sammt Welle $G_s = 1{,}5\, G$, d. h. $\frac{G_s}{10000} = A\, 1.5 \frac{Ol}{c^2}$ anzunehmen, wenn man das Schwungrad nicht gleich definitiv ausmitteln will.

Behufs Aufsuchung des Werthes von A in den Tabellen schlage man zunächst die mit der betreffenden Admissions-Spannung p überschriebene Seite auf, entschliesse sich zu einem passenden Werthe des Verhältnisses $\frac{2R}{l}$ (normal zwischen 4 und 5), wodurch (nach beigesetzter Angabe) die Umfangsgeschw. V des Schwungringes als Vielfaches von c gegeben ist; man nehme A aus der betreffenden Zeile (für Auspuff oder Condens.) und Spalte (für die betreffende Füllung). Bei Condens. gilt die Zeile $\frac{l_2}{l} = 1$ für Maschinen ohne (namhafte) Compression, die übrigen zwei Zeilen aber für solche mit Compression bei dem betreffenden Ausströmungs-Verhältnisse $\frac{l_2}{l}$, wofür die Interpolation stets leicht auszuführen ist.

Wenn bei einer Maschine ein bedeutend höherer Gleichförmigkeitsgrad (als $i = 30$) gewünscht wird, so nehme man, um kein plumpes Rad zu erhalten, ein entsprechend grösseres Verhältniss $\frac{2R}{l}$ (als das normale) in Betracht.

Für Zwillingsmaschinen ist in die Formel $G = A \frac{10\,000\, Ol}{c^2}$ für O die summarische Kolbenfläche beider Cylinder einzusetzen; in Betreff von A nehme man hiebei in der Regel die Angaben $\frac{2R}{l} = 3$ bis 4 in Betracht und multipliciere den dortigen Werth von A mit dem unterhalb jeder Seite angegebenen Coëfficienten ξ.

Beispiele der Anwendung siehe am Ende der Schwungrad-Berechnungs-Tabellen; ebenso die Bemerkung über die kleinsten Corrections-Coëfficienten.

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. p = 8 (Kgr. od. Atm.)

			Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ ($V = 4{,}71\,c$)	Auspuff-Masch.		6,63	6,63	6,50	.		.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	9,68	9,15	8,88	8,49	8,36	7,96
			„ = 0,50	9,94	9,68	9,15	8,74	8,62	8,22
			„ = 0,25	10,07	10,21	9,94	9,54	9,41	9,02
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ ($V = 5{,}50\,c$)	Auspuff-Masch.		4,87	4,87	4,77			.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	7,11	6,72	6,53	6,24	6,13	5,84
			„ = 0,50	7,31	7,11	6,72	6,42	6,33	6,03
			„ = 0,25	7,40	7,50	7,31	7,01	6,92	6,62
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ ($V = 6{,}28\,c$)	Auspuff-Masch.		3,73	3,73	3,66	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	5,44	5,15	5,00	4,78	4,70	4,48
			„ = 0,50	5,60	5,44	5,15	4,92	4,86	4,63
			„ = 0,25	5,67	5,74	5,60	5,37	5,30	5,07
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ ($V = 7{,}07\,c$)	Auspuff-Masch.		2,95	2,95	2,89	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	4,29	4,06	3,95	3,76	3,70	3,53
			„ = 0,50	4,41	4,29	4,06	3,88	3,83	3,65
			„ = 0,25	4,47	4,53	4,41	4,24	4,18	4,01
	$\frac{2R}{l} = 5$ ($V = 7{,}85\,c$)	Auspuff-Masch.		2,39	2,39	2,34	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	3,48	3,29	3,20	3,06	3,00	2,86
			„ = 0,50	3,58	3,48	3,29	3,15	3,11	2,96
			„ = 0,25	3,63	3,67	3,58	3,44	3,38	3,24
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ ($V = 8{,}64\,c$)	Auspuff-Masch.		1,97	1,97	1,93	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	2,88	2,72	2,64	2,53	2,49	2,37
			„ = 0,50	2,96	2,88	2,73	2,61	2,55	2,45
			„ = 0,25	3,00	3,04	2,96	2,84	2,80	2,69
	$\frac{2R}{l} = 6$ ($V = 9{,}42\,c$)	Auspuff-Masch.		1,66	1,66	1,62	.	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	2,42	2,29	2,22	2,12	2,09	1,99
			„ = 0,50	2,49	2,42	2,29	2,19	2,16	2,06
			„ = 0,25	2,52	2,55	2,49	2,39	2,35	2,26

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,50	0,25
für Auspuff ξ =	0,26	0,24	(0,27)
„ Condens. ξ =	0,27	0,25	0,23

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25
Coëffic. =	0,93	0,93	0,93	0,93	0,92

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. $p = 4$ (Kgr. od. Atm.)

			Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ ($V = 4{,}71\,c$)	Auspuff-Masch.		9,94	9,55	9,28	9,02	8,76	8,23	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	13,13	12,13	11,73	11,34	10,94	10,21	9,21
			„ = 0,50	13,52	13,33	12,86	12,34	12,07	11,40	10,61
			„ = 0,25	13,52	13,59	13,39	12,86	12,60	11,94	11,14
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ ($V = 5{,}50\,c$)	Auspuff-Masch.		7,31	7,02	6,82	6,63	6,43	6,04	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	9,65	8,92	8,63	8,33	8,04	7,50	6,77
			„ = 0,50	9,93	9,79	9,45	9,06	8,87	8,37	7,79
			„ = 0,25	9,93	9,98	9,84	9,45	9,26	8,77	8,18
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ ($V = 6{,}28\,c$)	Auspuff-Masch.		5,59	5,37	5,22	5,07	4,93	4,63	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	7,39	6,82	6,60	6,38	6,16	5,75	5,19
			„ = 0,50	7,61	7,50	7,24	6,93	6,78	6,42	5,97
			„ = 0,25	7,61	7,65	7,53	7,24	7,08	6,71	6,26
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ ($V = 7{,}07\,c$)	Auspuff-Masch.		4,41	4,24	4,12	4,01	3,88	3,65	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	5,83	5,39	5,22	5,03	4,86	4,53	4,10
			„ = 0,50	6,01	5,92	5,71	5,48	5,36	5,06	4,71
			„ = 0,25	6,01	6,04	5,95	5,71	5,60	5,30	4,95
	$\frac{2R}{l} = 5$ ($V = 7{,}85\,c$)	Auspuff-Masch.		3,58	3,44	3,34	3,25	3,15	2,96	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	4,73	4,37	4,22	4,08	3,94	3,68	3,32
			„ = 0,50	4,86	4,79	4,63	4,43	4,34	4,10	3,82
			„ = 0,25	4,86	4,88	4,82	4,63	4,53	4,29	4,01
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ ($V = 8{,}64\,c$)	Auspuff-Masch.		2,96	2,85	2,77	2,69	2,61	2,45	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	3,91	3,62	3,50	3,38	3,26	3,05	2,75
			„ = 0,50	4,03	3,97	3,81	3,68	3,60	3,40	3,16
			„ = 0,25	4,03	4,05	3,99	3,81	3,74	3,56	3,32
	$\frac{2R}{l} = 6$ ($V = 9{,}42\,c$)	Auspuff-Masch.		2,49	2,39	2,33	2,26	2,19	2,06	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	3,29	3,03	2,93	2,84	2,74	2,55	2,31
			„ = 0,50	3,38	3,33	3,22	3,09	3,02	2,85	2,65
			„ = 0,25	3,38	3,40	3,35	3,22	3,15	2,99	2,78

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,25
für Auspuff ξ =	0,27	0,24	0,23
„ Condens. ξ =	0,27	0,25	0,23

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20
Coëffic. =	0,94	0,93	0,92	0,92	0,92	0,91

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. $p = 5$ (Kgr. od. Atm.)

			Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ $(V = 4{,}71\,c)$	Auspuff-Masch.		13,46	12,73	12,33	11,87	11,54	10,81	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	16,64	15,28	14,69	14,02	13,56	12,73	11,57	9,94
			„ $= 0{,}50$	16,90	16,34	15,78	15,12	14,72	13,99	12,94	11,51
			„ $= 0{,}25$	16,83	16,87	16,37	15,65	15,32	14,52	13,52	11,99
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ $(V = 5{,}50\,c)$	Auspuff-Masch.		9,89	9,36	9,06	8,72	8,48	7,94	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	12,23	11,23	10,79	10,30	9,96	9,35	8,50	7,32
			„ $= 0{,}50$	12,42	12,01	11,60	11,11	10,82	10,28	9,50	8,45
			„ $= 0{,}25$	12,35	12,39	12,03	11,50	11,26	10,67	9,94	8,81
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ $(V = 6{,}28\,c)$	Auspuff-Masch.		7,57	7,16	6,94	6,68	6,49	6,08	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	9,37	8,60	8,26	7,89	7,63	7,17	6,51	5,59
			„ $= 0{,}50$	9,51	9,19	8,88	8,50	8,28	7,87	7,28	6,48
			„ $= 0{,}25$	9,48	9,50	9,21	8,81	8,62	8,17	7,61	6,74
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ $(V = 7{,}07\,c)$	Auspuff-Masch.		5,97	5,66	5,48	5,28	5,12	4,80	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	7,40	6,79	6,53	6,23	6,03	5,65	5,14	4,41
			„ $= 0{,}50$	7,52	7,26	7,01	6,72	6,54	6,21	5,75	5,11
			„ $= 0{,}25$	7,49	7,50	7,28	6,95	6,81	6,45	6,01	5,32
	$\frac{2R}{l} = 5$ $(V = 7{,}85\,c)$	Auspuff-Masch.		4,85	4,58	4,44	4,28	4,16	3,89	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	5,99	5,50	5,28	5,05	4,88	4,59	4,17	3,58
			„ $= 0{,}50$	6,08	5,88	5,68	5,44	5,30	5,03	4,66	4,14
			„ $= 0{,}25$	6,06	6,07	5,89	5,63	5,51	5,22	4,87	4,31
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ $(V = 8{,}64\,c)$	Auspuff-Masch.		4,01	3,80	3,68	3,54	3,44	3,22	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	4,96	4,56	4,38	4,18	4,04	3,80	3,45	2,97
			„ $= 0{,}50$	5,02	4,87	4,70	4,51	4,39	4,17	3,86	3,43
			„ $= 0{,}25$	5,00	5,00	4,86	4,66	4,57	4,33	4,03	3,58
	$\frac{2R}{l} = 6$ $(V = 9{,}42\,c)$	Auspuff-Masch.		3,37	3,19	3,09	2,97	2,89	2,71	.	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	4,16	3,82	3,67	3,51	3,39	3,18	2,90	2,49
			„ $= 0{,}50$	4,23	4,09	3,95	3,78	3,68	3,50	3,24	2,88
			„ $= 0{,}25$	4,21	4,22	4,09	3,91	3,83	3,63	3,38	3,00

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff $\xi =$	0,27	0,23	0,22	.
„ Condens. $\xi =$	0,27	0,25	0,23	0,27

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15
Coëffic. =	0,94	0,93	0,93	0,92	0,92	0,91	0,89

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Ab. Admiss. Sp. $p = 6$ (Kgr. od. Atm.)

			Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ ($V = 4{,}71c$)	Auspuff-Masch.		16,97	15,91	15,38	14,72	14,32	13,39	12,33	10,35	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	20,15	18,43	17,64	16,70	16,17	15,25	13,92	12,06	9,54
			„ $= 0{,}50$	20,28	19,35	18,69	17,90	17,37	16,57	15,26	13,39	10,74
			„ $= 0{,}25$	20,15	20,15	19,35	18,43	18,04	17,10	15,91	13,92	11,40
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ ($V = 5{,}50c$)	Auspuff-Masch.		12,47	11,69	11,29	10,81	10,52	9,84	9,06	7,60	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	14,80	13,53	12,95	12,27	11,88	11,20	10,23	8,87	7,01
			„ $= 0{,}50$	14,90	14,22	13,74	13,15	12,76	12,18	11,20	9,84	7,89
			„ $= 0{,}25$	14,80	14,80	14,22	13,54	13,25	12,56	11,69	10,23	8,38
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ ($V = 6{,}28c$)	Auspuff-Masch.		9,54	8,95	8,65	8,28	8,05	7,53	6,93	5,82	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	11,34	10,37	9,92	9,39	9,10	8,58	7,83	6,78	5,37
			„ $= 0{,}50$	11,41	10,88	10,52	10,07	9,77	9,32	8,59	7,53	6,04
			„ $= 0{,}25$	11,34	11,34	10,88	10,37	10,15	9,62	8,95	7,83	6,41
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ ($V = 7{,}07c$)	Auspuff-Masch.		7,53	7,07	6,83	6,54	6,36	5,95	5,47	4,59	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	8,96	8,18	7,83	7,42	7,19	6,77	6,18	5,36	4,24
			„ $= 0{,}50$	9,02	8,60	8,31	7,95	7,72	7,36	6,78	5,95	4,77
			„ $= 0{,}25$	8,96	8,96	8,60	8,19	8,01	7,59	7,07	6,18	5,08
	$\frac{2R}{l} = 5$ ($V = 7{,}85c$)	Auspuff-Masch.		6,11	5,72	5,53	5,30	5,16	4,82	4,44	3,73	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	7,25	6,63	6,34	6,01	5,82	5,49	5,01	4,34	3,43
			„ $= 0{,}50$	7,30	6,96	6,73	6,45	6,25	5,95	5,49	4,82	3,87
			„ $= 0{,}25$	7,25	7,25	6,96	6,63	6,49	6,15	5,72	5,01	4,10
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ ($V = 8{,}64c$)	Auspuff-Masch.		5,06	4,74	4,59	4,38	4,27	3,99	3,68	3,08	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	6,01	5,49	5,26	4,97	4,82	4,55	4,15	3,60	2,84
			„ $= 0{,}50$	6,03	5,76	5,56	5,33	5,17	4,93	4,54	3,98	3,20
			„ $= 0{,}25$	6,01	6,01	5,76	5,49	5,38	5,09	4,74	4,15	3,39
	$\frac{2R}{l} = 6$ ($V = 9{,}42c$)	Auspuff-Masch.		4,24	3,98	3,85	3,68	3,58	3,35	3,08	2,59	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	5,04	4,61	4,41	4,18	4,04	3,81	3,48	3,02	2,39
			„ $= 0{,}50$	5,07	4,84	4,67	4,47	4,34	4,14	3,82	3,35	2,69
			„ $= 0{,}25$	5,04	5,04	4,84	4,61	4,51	4,28	3,98	3,48	2,85

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff $\xi =$	0,27	0,23	0,21	(0,28)
„ Condens. $\xi =$	0,28	0,24	0,22	0,26

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Coëffic. =	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91	0,89	0,85

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. $p = 7$ (Kgr. od. Atm.)

			Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ ($V = 4{,}71\,c$)	Auspuff-Masch.		20,62	19,10	18,37	17,54	17,03	15,99	14,62	12,31	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	23,65	21,64	20,72	19,71	19,10	17,96	16,41	13,96	10,94
			„ = 0,25	23,73	23,14	22,21	21,29	20,75	19,69	18,30	15,85	13,06
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ ($V = 5{,}50\,c$)	Auspuff-Masch.		15,14	14,03	13,49	12,88	12,51	11,76	10,74	9,04	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	17,37	15,89	15,22	14,48	14,03	13,19	12,06	10,26	8,04
			„ = 0,25	17,43	17,00	16,32	15,63	15,25	14,47	13,44	11,64	9,60
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ ($V = 6{,}28\,c$)	Auspuff-Masch.		11,61	10,75	10,33	9,88	9,58	9,00	8,22	6,93	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	13,31	12,17	11,66	11,08	10,75	10,11	9,24	7,85	6,16
			„ = 0,25	13,35	13,02	12,49	11,98	11,68	11,08	10,29	8,92	7,35
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ ($V = 7{,}07\,c$)	Auspuff-Masch.		9,15	8,49	8,16	7,80	7,57	7,11	6,49	5,46	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	10,51	9,61	9,20	8,76	8,49	7,98	7,29	6,20	4,86
			„ = 0,25	10,55	10,28	9,87	9,46	9,22	8,76	8,13	7,04	5,81
	$\frac{2R}{l} = 5$ ($V = 7{,}85\,c$)	Auspuff-Masch.		7,42	6,87	6,61	6,32	6,13	5,76	5,26	4,42	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	8,51	7,79	7,45	7,09	6,87	6,46	5,91	5,02	3,94
			„ = 0,25	8,54	8,33	7,99	7,66	7,47	7,09	6,58	5,70	4,70
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ ($V = 8{,}64\,c$)	Auspuff-Masch.		6,14	5,69	5,48	5,23	5,08	4,77	4,36	3,67	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	7,04	6,45	6,16	5,87	5,69	5,35	4,89	4,16	3,25
			„ = 0,25	7,06	6,88	6,60	6,34	6,17	5,85	5,45	4,73	3,89
	$\frac{2R}{l} = 6$ ($V = 9{,}42\,c$)	Auspuff-Masch.		5,16	4,78	4,60	4,39	4,26	4,01	3,66	3,08	.
		Cond.-M.	$\frac{l_1}{l} = 1$	5,91	5,41	5,18	4,93	4,78	4,49	4,10	3,49	2,74
			„ = 0,25	5,94	5,79	5,55	5,32	5,19	4,92	4,58	3,96	3,27

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff ξ =	0,27	0,23	0,21	0,27
„ Condens. ξ =	0,28	0,24	0,22	0,26

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Coëffic. =	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91	0,88	0,86

Tab. VIII. Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. $p = 8$ (Kgr. od. Atm.)

		Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$ ($V = 4{,}71c$)	Auspuff-Masch.	24,26	22,29	21,36	20,36	19,73	18,59	16,90	14,26	.
		Cond.-M. $\frac{l_2}{l} = 1$	27,15	24,84	23,80	22,71	22,02	20,66	18,90	15,85	12,34
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	27,31	26,12	25,06	24,14	23,46	22,28	20,68	17,77	14,72
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$ ($V = 5{,}50c$)	Auspuff-Masch.	17,81	16,37	15,69	14,95	14,49	13,67	12,41	10,48	.
		Cond.-M. $\frac{l_2}{l} = 1$	19,94	18,24	17,48	16,68	16,18	15,17	13,88	11,64	9,06
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	20,06	19,18	18,41	17,72	17,24	16,37	15,19	13,05	10,81
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$ ($V = 6{,}28c$)	Auspuff-Masch.	13,65	12,54	12,01	11,47	11,11	10,46	9,51	8,03	.
		Cond.-M. $\frac{l_2}{l} = 1$	15,27	13,97	13,39	12,77	12,39	11,63	10,64	8,91	6,95
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	15,36	14,69	14,10	13,58	13,20	12,53	11,63	10,00	8,28
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$ ($V = 7{,}07c$)	Auspuff-Masch.	10,77	9,90	9,48	9,05	8,77	8,2[illegible]	7,50	6,33	.
		Cond.-M. $\frac{l_2}{l} = 1$	12,06	11,03	10,57	10,09	9,78	9,18	8,40	7,04	5,48
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	12,13	11,60	11,13	10,72	10,43	9,89	9,19	7,90	6,54
	$\frac{2R}{l} = 5$ ($V = 7{,}85c$)	Auspuff-Masch.	8,73	8,02	7,68	7,33	7,10	6,70	6,08	5,11	.
		Cond.-M. $\frac{l_2}{l} = 1$	9,77	8,94	8,56	8,17	7,92	7,43	6,80	5,70	4,44
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	9,82	9,40	9,01	8,68	8,44	8,02	7,44	6,39	5,30
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$ ($V = 8{,}64c$)	Auspuff-Masch.	7,23	6,64	6,37	6,07	5,89	5,54	5,04	4,25	.
		Cond.-M. $\frac{l_2}{l} = 1$	8,09	7,40	7,09	6,77	6,56	6,16	5,63	4,72	3,68
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	8,13	7,76	7,47	7,19	6,97	6,64	6,14	5,28	4,39
	$\frac{2R}{l} = 6$ ($V = 9{,}42c$)	Auspuff-Masch.	6,07	5,57	5,34	5,09	4,93	4,65	4,23	3,57	.
		Cond.-M. $\frac{l_2}{l} = 1$	6,79	6,21	5,95	5,68	5,51	5,17	4,73	3,96	3,08
		Cond.-M. „ $= 0{,}25$	6,83	6,53	6,27	6,04	5,87	5,57	5,17	4,44	3,68

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l} =$	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff $\xi =$	0,27	0,23	0,21	0,25
„ Condens. $\xi =$	0,28	0,24	0,22	0,26

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l_1}{l} =$	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Coëffic. =	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,91	0,89	0,86

Tab. VIII.

Supplement für Auspuff-Maschinen; Werthe von A für Schwungräder.

Abs. Admiss. Sp. $p = 10$ (Kgr. od. Atm.)

	Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Kleine Räder	$\frac{2R}{l} = 3$; ($V = 4{,}71\ c$)	31,35	28,45	27,19	25,86	25,00	23,61	21,35	17,97	14,19
	$\frac{2R}{l} = 3{,}5$; ($V = 5{,}50\ c$)	23,03	20,89	19,97	19,00	18,36	17,34	15,68	13,20	10,43
Normale Räder	$\frac{2R}{l} = 4$; ($V = 6{,}28\ c$)	17,64	16,01	15,30	14,55	14,06	13,28	12,01	10,11	7,98
	$\frac{2R}{l} = 4{,}5$; ($V = 7{,}07\ c$)	13,93	12,64	12,08	11,49	11,10	10,48	9,48	7,99	6,30
	$\frac{2R}{l} = 5$; ($V = 7{,}85\ c$)	11,28	10,23	9,78	9,30	9,00	8,49	7,68	6,47	5,11
Grosse Räder	$\frac{2R}{l} = 5{,}5$; ($V = 8{,}64\ c$)	9,34	8,47	8,10	7,71	7,47	7,04	6,36	5,35	4,23
	$\frac{2R}{l} = 6$; ($V = 9{,}42\ c$)	7,84	7,11	6,80	6,47	6,25	5,90	5,34	4,50	3,55

Coëfficienten ξ für Zwillings-Maschinen.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	1	0,5	0,25	0,15
für Auspuff ξ =	0,27	0,23	0,21	0,22

Kleinste Correct.-Coëfficienten.

bei $\frac{l}{l}$ =	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,10
Coëffic. =	0,95	0,94	0,94	0,94	0,93	0,92	0,89	0,84

Beispiele der Anwendung der Schwungrad-Berechnungs-Tabellen.

1. **Beispiel.** Für die in § 75 unter 1) auszumittelnde gewöhnliche Eincylinder-Condens.-Maschine (ohne Hemd und ohne Compression) von $N_n = 250$ Pfdk. wird sich bei $p = 6$, $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ und $c = 2$ m ergeben: $O = 0{,}535$ qm, $l = 1{,}6$ m, $n = 37{,}5$.

Es ist somit $\frac{10000\ Ol}{c^2} = 2140$; für $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ findet man, wenn ein normales Schwungrad ($\frac{2R}{l} = 4{,}5$) ins Auge gefasst wird, auf S. 61

$$A = \tfrac{1}{2}\,(5{,}36 + 4{,}24) = 4{,}82$$

somit ist $G = 4{,}82 \cdot 2140 = 10315$ Kgr. und $G_1 = 0{,}9\ G = 9284$ Kgr.

hiebei $\frac{2R}{l} = 4{,}5$ somit $R = \frac{4{,}5\ l}{2} = 3{,}6$ m; $V = 7{,}07\ c = 14{,}14$ m;

der Schwungring-Querschnitt $q = 0{,}2\ \frac{G}{R} = 0{,}222\ \frac{G_1}{R} = 573$ qcm.

2. **Beispiel.** Für eine Zwillings-Maschine von 500 Pfdk., jeder der beiden Cylinder den Daten der eben im 1. Beispiele behandelten Maschine von 250 Pfd. ($O = 0{,}535$ etc.) entsprechend, ist das Schwungrad auszumitteln. Es ist zunächst mit $O = 2 \cdot 0{,}535 = 1{,}070$ qm.

$$\frac{10000\ Ol}{c^2} = 4280$$

für $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}125$ wäre, wenn $\frac{2R}{l} = 4$ ins Auge gefasst wird, gemäss S. 61

$$A = \tfrac{1}{2}\,(6{,}78 + 5{,}37) = 6{,}075;$$

wir verlangen jedoch diesmal (und Aehnliches wird häufig der Fall sein), dass die Maschine auch bei einer höheren Beanspruchung, und zwar bei 0,2 Füllung mit der gewöhnlich verlangten Gleichförmigkeit ($i = 30$) arbeite; dann ist zu $p = 6$ und $\frac{l_1}{l} = 0{,}2$ gehörig (wenn $\frac{2R}{l} = 4$ bleiben soll) $A = 7{,}83$.

Mit dem die Zwillings-Maschinen betreffenden Coëfficienten

$$\xi = \tfrac{1}{2}\,(0{,}22 + 0{,}26) = 0{,}24$$

hat man

$$G = 0{,}24 \,.\, 7\,83 \,.\, 4280 = 8043 \text{ Kgr.}$$

$$G_1 = 0{,}9\ G = 7239 \text{ Kgr.}$$

hiebei

$$\frac{2R}{l} = 4, \text{ somit } R = \frac{4\,l}{2} = 3{,}2 \text{ m}; \; V = 6{,}28\,c = 12{,}6 \text{ m}$$

$$q = 0{,}2\,\frac{G}{R} = 0{,}222\,\frac{G_1}{R} = 503 \text{ qcm.}$$

3. Beispiel. Für die in § 75 unter 2) auszumittelnde exacte Eincylinder-Condens.-Maschine (mit Dampfhemd und Compression) von $N_n = 250$ Pfdk. wird sich bei $p = 6$, $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$ und $c = 2$ m ergeben: $O = 0{,}182$ qm; $l = 1{,}6$ m; $n = 37{,}5$; Ausströmungsverhältniss $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$.

Es ist somit $\frac{10000\,O\,l}{c^2} = 2728$; für $p = 6$, $\frac{l_1}{l} = 0{,}1$ und $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$ findet man, wenn wieder $\frac{2R}{l} = 4{,}5$ angenommen wird, A (zwischen 4,24 und 4,77 interpoliert) $= 4{,}67$; somit ist

$$G = 4{,}67 \,.\, 2772 = 12739 \text{ Kgr.}$$

$$G_1 = 0{,}9\ G = 11465 \text{ Kgr.}$$

hiebei $\frac{2R}{l} = 4{,}5$, somit $R = \frac{4{,}5\,l}{2} = 3{,}6$ m; $V = 7{,}07\,c = 14{,}14$ m;

$$q = 0{,}2\,\frac{G}{R} = 0{,}22\,\frac{G_1}{R} = 708 \text{ qcm.}$$

4. Beispiel. Das Schwungrad der eben in Betracht gezogenen exacten Eincylinder-Condens.-Maschinen soll für einen Gleichförmigkeitsgrad $i = 60$ ausgemittelt werden.

Man hat zunächst, wie zuvor $\frac{10000\,O\,l}{c^2} = 2728$; in Betreff von A nehmen wir $\frac{2R}{l} = 5{,}5$ und erhalten für $p = 6$, $\frac{l_1}{l} = 0{,}10$ und $\frac{l_2}{l} = 0{,}6$ (zwischen 2,84 und 3,20 interpoliert) $A = 3{,}13$; hiemit ist (wegen $i = 60$ anstatt 30)

$$G = 3{,}13 \,.\, 2728 \,.\, \frac{60}{30} \quad 17077 \text{ Kgr.}$$

$$G_1 = 0{,}9\ G = 15369 \text{ Kgr.}$$

hiebei $\frac{2R}{l} = 5{,}5$, somit $R = \frac{5{,}5\,l}{2} = 4{,}4$ m; $V = 8{,}64\,c = 17{,}3$ m;

$$q = 0{,}2\,\frac{G}{R} = 0{,}222\,\frac{G_1}{R} = 776 \text{ qcm.}$$

Bemerkung. Für die Zweicylinder-Maschinen lassen sich behufs der Berechnung ihrer Schwungräder brauchbare Daten, ähnlich den vorhergehenden, wegen der Menge der hiebei massgebenden Factoren im Allgemeinen nicht angeben, und es muss daher die Schwungradausmittlung auf Grundlage der betreffenden Indicator- und Kurbel-Diagramme von Fall zu Fall besonders vorgenommen werden. Es mag nur oberflächlich angedeutet werden, dass im rohen Durchschnitt die Schwunggewichte der Receiver-Woolf-Maschinen gewöhnlich 70 bis 60 % und jene der Compound-Maschinen gewöhnlich 50 bis 35 % der Schwunggewichte der äquivalenten Eincylinder-Maschinen betragen können, im Allgemeinen aber verhältnissmässig desto weniger betragen, je grösser die Spannung ist, resp. je höher expandiert wird.

In Betreff der in den einzelnen Tabellen unten angegebenen „Kleinsten Corrections-Coëfficienten", von welchen in den vorangehenden Beispielen nicht Gebrauch gemacht wurde, ist nachträglich Folgendes zu bemerken:

Die nach den Tabellen ausgemittelten Schwungräder gewähren den betreffenden Gleichförmigkeitsgrad selbst dann, wenn die bezügliche Dampfmaschine bei der betreffenden Spannung und Füllung die grösste Leistung entwickelt, insbesondere wenn gar nicht gedrosselt wird, wenn die Steuerung sehr präcis arbeitet etc. Wenn diese Bedingungen der grössten Leistung nicht erfüllt werden, also wenn denn doch etwas gedrosselt wird etc., so genügt zur Erzielung des betreffenden Gleichförmigkeitsgrades ein etwas geringeres Schwunggewicht, beziehungsweise es gewähren die nach den Tabellen ausgemittelten Schwungräder einen etwas höheren Gleichförmigkeitsgrad. Die genannten „Kleinsten Corrections-Coëfficienten" können nun dazu gebraucht werden, um bei der üblichen (mässigen) Drosslung, bei minder präciser Steuerung etc. Schwunggewichte zu erhalten, welche zur Erzielung des betreffenden Gleichförmigkeitsgrades eben genügen.

Tab. IX.

Zur Bestimmung der **Leergangs-Widerstandsspannung** $r_0' + r_0''$

Werthe von α (für $r_0' = \alpha \frac{Gs}{10000}$ *)) und von r_0''.

$\alpha = 0{,}031 \sqrt[4]{p}\,\frac{1}{D^2}$; $r_0'' = \frac{0{,}025}{D}$; bei Auspuff-Masch $r_0 = r_0' + r_0''$.

Note. Bei den Condens.-Maschinen kommen für den Leergangswiderstand r_0 zu $r_0' + r_0''$ die Pumpenwiderstände $r_c' + r_c''$ (siehe die folg. Tab. X. u. X') additiv hinzu; es ist nämlich $r_0 = r_0' + r_0'' + r_c' + r_c''$.

Kolben-Durchm. D (Met.)	Werthe von α für $(p \doteq 4)$ leicht	$(p \doteq 6)$ mässig stark	$(p \doteq 8{,}5)$ kräftig	$(p \doteq 12)$ sehr kräftig	Werthe von r_0''	Kolben-Durchm. D (Met.)	Werthe von α für $(p \doteq 4)$ leicht	$(p \doteq 6)$ mässig stark	$(p \doteq 8{,}5)$ kräftig	$(p \doteq 12)$ sehr kräftig	Werthe von r_0''
	gebaute Maschinen						gebaute Maschinen				
0,100	4,40	4,84	5,32	5,86	0,250	0,325	0,417	0,458	0,504	0,555	0,077
105	4,02	4,42	4,86	5,35	0,240	330	0,404	0,444	0,489	0,538	0,076
110	3,64	4,00	4,40	4,84	0,229	335	0,392	0,432	0,475	0,522	0,075
115	3,35	3,68	4,05	4,45	0,219	340	0,381	0,419	0,461	0,507	0,074
120	3,06	3,36	3,70	4,07	0,208	345	0,370	0,407	0,448	0,592	0,073
0,125	2,83	3,11	3,42	3,77	0,201	0,35	0,359	0,395	0,435	0,478	0,071
130	2,60	2,86	3,15	3,47	0,193	36	0,339	0,373	0,411	0,452	0,069
135	2,42	2,67	2,93	3,23	0,186	37	0,321	0,354	0,389	0,428	0,068
140	2,24	2,47	2,72	2,99	0,179	38	0,305	0,335	0,369	0,406	0,066
145	2,10	2,31	2,54	2,80	0,173	39	0,289	0,318	0,350	0,385	0,064
0,150	1,96	2,15	2,37	2,60	0,167	0,40	0,275	0,303	0,333	0,366	0,063
155	1,84	2,02	2,22	2,45	0,162	41	0,263	0,290	0,319	0,351	0,061
160	1,72	1,89	2,08	2,29	0,156	42	0,252	0,277	0,305	0,335	0,060
165	1,62	1,78	1,96	2,16	0,152	43	0,240	0,264	0,291	0,320	0,058
170	1,52	1,67	1,84	2,03	0,148	44	0,229	0,252	0,277	0,305	0,057
0,175	1,44	1,58	1,74	1,92	0,143	0,45	0,217	0,239	0,263	0,289	0,056
180	1,36	1,49	1,64	1,81	0,139	46	0,209	0,230	0,253	0,278	0,054
185	1,29	1,42	1,56	1,71	0,135	47	0,201	0,221	0,243	0,267	0,053
190	1,22	1,34	1,47	1,62	0,132	48	0,193	0,212	0,233	0,256	0,052
195	1,16	1,28	1,40	1,54	0,128	49	0,184	0,203	0,223	0,245	0,051
0,200	1,10	1,21	1,33	1,46	0,125	0,50	0,176	0,194	0,213	0,234	0,050
205	1,05	1,15	1,27	1,40	0,122	51	0,170	0,187	0,206	0,226	0,049
210	1,00	1,10	1,21	1,33	0,119	52	0,164	0,180	0,198	0,218	0,048
215	0,95	1,05	1,15	1,27	0,116	53	0,158	0,173	0,191	0,210	0,047
220	0,91	1,00	1,10	1,21	0,114	54	0,152	0,167	0,183	0,202	0,046
0,225	0,87	0,96	1,05	1,16	0,111	0,55	0,145	0,160	0,176	0,194	0,045
230	0,83	0,91	1,01	1,11	0,109	56	0,141	0,155	0,170	0,187	0,045
235	0,80	0,88	0,97	1,06	0,107	57	0,136	0,150	0,165	0,181	0,044
240	0,76	0,84	0,92	1,02	0,104	58	0,132	0,145	0,159	0,175	0,043
245	0,73	0,81	0,89	0,98	0,102	59	0,127	0,140	0,153	0,169	0,042
0,250	0,70	0,77	0,85	0,94	0,100	0,60	0,122	0,134	0,148	0,163	0,042
255	0,68	0,75	0,82	0,90	0,098	61	0,119	0,130	0,144	0,158	0,041
260	0,65	0,72	0,79	0,87	0,096	62	0,115	0,127	0,139	0,153	0,040
265	0,63	0,69	0,76	0,83	0,094	63	0,111	0,123	0,135	0,148	0,040
270	0,60	0,66	0,73	0,80	0,093	64	0,108	0,119	0,130	0,143	0,039
0,275	0,58	0,64	0,70	0,78	0,091	0,65	0,104	0,115	0,126	0,139	0,038
280	0,56	0,62	0,68	0,75	0,089	66	0,101	0,111	0,123	0,135	0,038
285	0,54	0,60	0,66	0,72	0,088	67	0,098	0,108	0,119	0,131	0,037
290	0,52	0,58	0,63	0,70	0,086	68	0,096	0,105	0,116	0,127	0,037
295	0,51	0,56	0,61	0,67	0,085	69	0,093	0,102	0,112	0,123	0,036
0,300	0,49	0,54	0,59	0,65	0,083	0,70	0,090	0,099	0,109	0,119	0,036
305	0,47	0,52	0,57	0,63	0,082	71	0,087	0,096	0,106	0,116	0,035
310	0,46	0,50	0,55	0,61	0,081	72	0,085	0,094	0,103	0,113	0,035
315	0,44	0,49	0,54	0,59	0,079	73	0,083	0,091	0,100	0,110	0,034
320	0,43	0,47	0,52	0,57	0,078	74	0,081	0,089	0,097	0,107	0,034
0,325	0,42	0,46	0,50	0,55	0,077	0,75	0,078	0,086	0,095	0,104	0,033

Fortsetzung der Tab. IX.*)

Kolben-Durchm. D (Met.)	Werthe von α für ($p \doteq 4$) leicht	($p \doteq 6$) mässig stark	($p \doteq 8{,}5$) kräftig	($p \doteq 12$) sehr kräftig	Werthe von r''_0
	gebaute Maschinen				
0,75	0,078	0,086	0,095	0,104	0,033
76	0,076	0,084	0,092	0,102	0,033
77	0,074	0,082	0,090	0,099	0,033
78	0,073	0,080	0,088	0,097	0,032
79	0,071	0,078	0,085	0,094	0,032
0,80	0,069	0,076	0,083	0,092	0,031
81	0,067	0,074	0,081	0,089	0,031
82	0,066	0,072	0,079	0,087	0,031
83	0,064	0,070	0,077	0,085	0,030
84	0,062	0,069	0,076	0,083	0,030
0,85	0,061	0,067	0,074	0,081	0,030
86	0,060	0,066	0,072	0,079	0,029
87	0,058	0,064	0,071	0,078	0,029
88	0,057	0,063	0,069	0,076	0,028
89	0,056	0,061	0,067	0,074	0,028
0,90	0,054	0,060	0,066	0,072	0,028
92	0,052	0,057	0,063	0,069	0,027
94	0,050	0,055	0,060	0,066	0,027
96	0,048	0,053	0,058	0,064	0,026
98	0,046	0,050	0,056	0,061	0,026
1,00	0,0440	0,0484	0,0532	0,0585	0,025
02	0,0425	0,0467	0,0514	0,0565	0,025
04	0,0409	0,0450	0,0495	0,0545	0,024
06	0,0394	0,0434	0,0477	0,0525	0,024
08	0,0379	0,0417	0,0458	0,0504	0,023
1,10	0,0364	0,0400	0,0440	0,0484	0,023
12	0,0352	0,0387	0,0426	0,0469	0,022
14	0,0340	0,0374	0,0412	0,0453	0,022
16	0,0329	0,0362	0,0398	0,0438	0,022
18	0,0317	0,0349	0,0384	0,0422	0,021
1,20	0,0306	0,0336	0,0370	0,0407	0,021
22	0,0297	0,0326	0,0359	0,0395	0,021
24	0,0287	0,0316	0,0348	0,0383	0,020
26	0,0278	0,0306	0,0337	0,0371	0,020
28	0,0269	0,0296	0,0326	0,0359	0,020
1,30	0,0260	0,0286	0,0315	0,0347	0,019
32	0,0253	0,0279	0,0306	0,0337	0,019
34	0,0246	0,0271	0,0298	0,0327	0,019
36	0,0239	0,0263	0,0289	0,0318	0,018
38	0,0232	0,0255	0,0280	0,0308	0,018
1,40	0,0224	0,0247	0,0272	0,0299	0,018
42	0,0219	0,0241	0,0265	0,0291	0,018
44	0,0213	0,0234	0,0258	0,0283	0,017
46	0,0207	0,0228	0,0251	0,0276	0,017
48	0,0201	0,0222	0,0244	0,0268	0,017
1,50	0,0196	0,0215	0,0237	0,0260	0,017

Kolben-Durchm. D (Met.)	Werthe von α für ($p \doteq 4$) leicht	($p \doteq 6$) mässig stark	($p \doteq 8{,}5$) kräftig	($p \doteq 12$) sehr kräftig	Werthe von r''_0
	gebaute Maschinen				
1,50	0,0196	0,0215	0,0237	0,0260	0,017
52	0,0191	0,0210	0,0231	0,0254	0,016
54	0,0186	0,0205	0,0225	0,0248	0,016
56	0,0181	0,0199	0,0219	0,0241	0,016
58	0,0177	0,0194	0,0214	0,0235	0,016
1,60	0,0172	0,0189	0,0208	0,0229	0,016
62	0,0168	0,0185	0,0203	0,0224	0,015
64	0,0164	0,0180	0,0198	0,0218	0,015
66	0,0160	0,0176	0,0194	0,0213	0,015
68	0,0156	0,0172	0,0189	0,0208	0,015
1,70	0,0152	0,0167	0,0184	0,0203	0,015
72	0,0149	0,0164	0,0180	0,0198	0,015
74	0,0146	0,0160	0,0176	0,0194	0,014
76	0,0142	0,0157	0,0172	0,0190	0,014
78	0,0139	0,0153	0,0168	0,0185	0,014
1,80	0,0136	0,0149	0,0164	0,0181	0,014
82	0,0133	0,0146	0,0161	0,0177	0,014
84	0,0130	0,0143	0,0158	0,0173	0,014
86	0,0127	0,0140	0,0154	0,0170	0,013
88	0,0125	0,0137	0,0151	0,0166	0,013
1,90	0,0122	0,0134	0,0147	0,0162	0,013
92	0,0120	0,0131	0,0145	0,0159	0,013
94	0,0117	0,0129	0,0142	0,0156	0,013
96	0,0115	0,0126	0,0139	0,0153	0,013
98	0,0112	0,0124	0,0136	0,0150	0,013
2,00	0,0110	0,0121	0,0133	0,0146	0,013
05	0,0105	0,0115	0,0127	0,0140	0,012
10	0,0100	0,0110	0,0121	0,0133	0,012
15	0,0095	0,0105	0,0115	0,0127	0,012
20	0,0091	0,0100	0,0110	0,0121	0,011
2,25	0,0087	0,0096	0,0105	0,0116	0,011
30	0,0083	0,0092	0,0101	0,0111	0,011
35	0,0080	0,0088	0,0097	0,0106	0,011
40	0,0076	0,0084	0,0092	0,0102	0,010
45	0,0073	0,0081	0,0089	0,0098	0,010
2,50	0,0070	0,0077	0,0085	0,0094	0,010
55	0,0068	0,0075	0,0082	0,0090	0,010
60	0,0065	0,0072	0,0079	0,0087	0,010
65	0,0063	0,0069	0,0076	0,0083	0,009
70	0,0060	0,0066	0,0073	0,0080	0,009
2,75	0,0058	0,0064	0,0070	0,0078	0,009
80	0,0056	0,0062	0,0068	0,0075	0,009
85	0,0054	0,0060	0,0066	0,0072	0,009
90	0,0052	0,0058	0,0063	0,0070	0,009
95	0,0051	0,0056	0,0061	0,0067	0,008
3,00	0,0049	0,0054	0,0059	0,0065	0,008

Bemerkung. Für kurzhübige Maschinen (deren Hub l kleiner ist als $2\,D$) multiplicire man α (resp. r'_0) mit den folgenden Corrections-Coëfficienten:

wenn $\frac{l}{D}$ =	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,5	1,75	2
Corr.-Coëff. =	2,0	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,26	1,15	1,07	1

*) G_s bezeichnet das Gewicht des Schwungrades sammt Welle bei Eincylinder-Maschinen; man kann hier $\frac{G_s}{10\,000} = A.\ 1{,}5\ \frac{Ol}{c^2}$ (auch für Zweicylinder-Masch.) annehmen, wobei die Grösse von A der betreffenden Schwungradberechnungs-Tabelle VIII zu entnehmen ist.

Tab. X.

Werthe des Antheiles r'_c des Pumpenwiderstandes bei Condens.-Maschinen.

(Die Widerstandsspannung $r'_c = 0{,}05\,q + 0{,}015$; hiebei q dem Dampfverbrauche resp. der Injectionswassermenge nahe proportional.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	0,04	= $\frac{l_1}{l}$ (Füllung)
$p = 2\frac{1}{2}$	0,058	0,051	0,045	0,041	0,038	0,034	0,031	0,028	0,026	0,024	.	.	.	$p = 2\frac{1}{2}$
$2\frac{3}{4}$	0,062	0,055	0,047	0,043	0,040	0,036	0,033	0,029	0,027	0,025	.	.	.	$2\frac{3}{4}$
$p = 3$	0,066	0,058	0,050	0,045	0,042	0,038	0,034	0,030	0,028	0,026	.	.	.	$p = 3$
$3\frac{1}{4}$	0,070	0,062	0,053	0,047	0,044	0,040	0,036	0,031	0,029	0,027	.	.	.	$3\frac{1}{4}$
$3\frac{1}{2}$	0,075	0,065	0,056	0,050	0,047	0,042	0,038	0,033	0,030	0,028	.	.	.	$3\frac{1}{2}$
$3\frac{3}{4}$	0,078	0,069	0,059	0,052	0,049	0,044	0,039	0,034	0,032	0,029	.	.	.	$3\frac{3}{4}$
$p = 4$	.	0,072	0,061	0,054	0,051	0,046	0,040	0,035	0,033	0,030	0,027	.	.	$p = 4$
$4\frac{1}{4}$	.	0,075	0,064	0,057	0,053	0,047	0,042	0,036	0,034	0,031	0,027	.	.	$4\frac{1}{4}$
$4\frac{1}{2}$	.	0,079	0,067	0,059	0,055	0,049	0,043	0,038	0,035	0,032	0,028	.	.	$4\frac{1}{2}$
$4\frac{3}{4}$	.	0,082	0,070	0,061	0,057	0,051	0,045	0,039	0,036	0,033	0,029	.	.	$4\frac{3}{4}$
$p = 5$	.	.	0,072	0,064	0,060	0,053	0,047	0,040	0,037	0,034	0,030	0,027	.	$p = 5$
$5\frac{1}{2}$	.	.	0,078	0,068	0,064	0,057	0,050	0,043	0,039	0,036	0,031	0,028	.	$5\frac{1}{2}$
6	.	.	0,083	0,073	0,068	0,060	0,053	0,045	0,041	0,037	0,033	0,030	.	6
$6\frac{1}{2}$	.	.	0,089	0,078	0,072	0,064	0,056	0,047	0,043	0,039	0,034	0,031	.	$6\frac{1}{2}$
$p = 7$	.	.	0,094	0,082	0,076	0,067	0,059	0,050	0,045	0,041	0,035	0,032	.	$p = 7$
$7\frac{1}{2}$	.	.	0,099	0,087	0,081	0,071	0,062	0,052	0,047	0,043	0,037	0,033	.	$7\frac{1}{2}$
8	.	.	.	0,091	0,085	0,075	0,065	0,054	0,049	0,044	0,038	0,034	0,032	8
$8\frac{1}{2}$	.	.	.	0,096	0,089	0,078	0,068	0,057	0,052	0,046	0,040	0,036	0,033	$8\frac{1}{2}$
$p = 9$	.	.	.	0,100	0,093	0,082	0,071	0,059	0,054	0,048	0,041	0,037	0,035	$p = 9$
$9\frac{1}{2}$	.	.	.	0,105	0,097	0,085	0,074	0,061	0,056	0,050	0,043	0,038	0,036	$9\frac{1}{2}$
10	.	.	.	0,109	0,101	0,089	0,076	0,064	0,058	0,051	0,044	0,039	0,037	10

Note. Die vorstehenden Angaben gelten bei vorhandener Kaltwasserpumpe bis zu einer Satzhöhe derselben $h = 10$ m; ist h grösser, so sind diese Angaben mit den folgenden Corrections-Coëfficienten zu multipliciren:

wenn h =	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	Met.
Corr.-Coëff. =	1,07	1,13	1,20	1,26	1,33	1,39	1,46	1,52	1,59	1,65	

Siehe auch die Note a. d. folg. S.

Tab. X'.

Werthe des Antheiles r''_c des Pumpenwiderstandes bei Condens.-Maschinen.

(Die Widerstandsspannung $r''_c = \frac{0{,}02}{D}$; hiebei D der Maschinen-Kolbendurchmesser in Met.)

D Met.	r''_c	D Met.	r''_c	D Met.	r''_c	D Met.	r''_c
0,100	0,200	0,250	0,080	0,45	0,044	1,00	0,020
105	0,192	255	0,079	46	0,044	1,05	0,019
110	0,183	260	0,077	47	0,043	1,10	0,018
115	0,175	265	0,076	48	0,042	1,15	0,017
120	0,167	270	0,074	49	0,041	1,20	0,017
0,125	0,161	0,275	0,073	0,50	0,040	1,25	0,016
130	0,155	280	0,071	52	0,039	1,30	0,015
135	0,149	285	0,070	54	0,037	1,35	0,015
140	0,142	290	0,069	56	0,036	1,40	0,014
145	0,138	295	0,068	58	0,035	1,45	0,014
0,150	0,134	0,300	0,067	0,60	0,033	1,50	0,013
155	0,129	305	0,066	62	0,032	1,55	0,013
160	0,125	310	0,065	64	0,031	1,60	0,013
165	0,122	315	0,064	66	0,030	1,65	0,012
170	0,118	320	0,063	68	0,029	1,70	0,012
0,175	0,115	0,325	0,062	0,70	0,029	1,75	0,011
180	0,111	330	0,061	72	0,028	1,80	0,011
185	0,108	335	0,060	74	0,027	1,85	0,011
190	0,106	340	0,059	76	0,027	1,90	0,010
195	0,103	345	0,058	78	0,026	1,95	0,010
0,200	0,100	0,35	0,057	0,80	0,025	2,00	0,010
05	0,098	36	0,056	82	0,024	2,10	0,010
10	0,095	37	0,054	84	0,024	2,20	0,009
15	0,093	38	0,053	86	0,023	2,30	0,009
20	0,091	39	0,051	88	0,023	2,40	0,008
0,225	0,089	0,40	0,050	0,90	0,022	2,50	0,008
30	0,087	41	0,049	92	0,022	2,60	0,008
35	0,085	42	0,048	94	0,021	2,70	0,007
40	0,083	43	0,047	96	0,021	2,80	0,007
45	0,082	44	0,046	98	0,020	2,90	0,007
0,250	0,080	0,45	0,044	1,00	0,020	3,00	0,007

Note (auch zu der linkseitigen Tab.) Wenn für eine Condens.-Maschine keine besondere Kaltwasserpumpe nothwendig ist (indem der Condensator aus einem vorhandenen Wasservorrath direct ansaugt), so kann man von der summarischen Widerstandsspannung $r'_c + r''_c$ etwa 0,70 (d. h. 70 %) in Rechnung nehmen. Dasselbe kann geschehen, wenn die Kaltwasserpumpe irgend mehr, als in der linksseitigen Tabelle vorausgesetzt wird, zu leisten hat, insbesondere auch bei Oberflächen-Condensation (Schiffs-Maschinen etc.); es ist jedoch sodann selbstverständlich die gesammte Leistung der Kaltwasserpumpe (mit Einschluss der passiven Widerstände derselben) in die (Netto-) Leistung der Maschine einzubeziehen.

Dritte Abtheilung der Tabellen.

Special-Tabellen für die Anwendung

bei den Maschinen **mit hohem Dampfdruck** (7 bis 14 Atm.)

Zweicylinder-Auspuff- und Dreicylinder-Condens.-Maschinen.*)

Note. Diese Special-Tabellen sind von Tab. I bis Tab. V genau so numeriert, wie die vorangehenden Tabellen für die Anwendung. Die weiteren Tabellen: V', VI und VII (S. 47 bis 55) sind allen Maschinengattungen gemeinschaftlich und sonach hier speciell nicht weiter vertreten.

I. Hilfstabellen (α, β, γ).

I. α. Beiläufige Werthe der **besten normalen Füllungen** d. i. der vortheilhaftesten Füllungen herzustellender Dampfmaschinen für ihre Normalleistung.

Absol. Admiss.-Spannung p	Zweicylinder-Auspuff-Masch.	Dreicylinder-Condens.-Masch.
$p=$ 7 Kgr. od. Atm.	0,21—0,19	0,071—0,064
$p=$ 8 „ „ „	0,19—0,17	0,062—0,056
$p=$ 9 „ „ „	0,17—0,15	0,056—0,050
$p=$ 10 „ „ „	0,15—0,135	0,050—0,045
$p=$ 11 „ „ „	0,14—0,12	0,045—0,041
$p=$ 12 „ „ „	0,125—0,11	0,042—0,038
$p=$ 13 „ „ „	0,115—0,105	0,039—0,035
$p=$ 14 „ „ „	0,11—0,10	0,036—0,032

Die obigen Angaben entsprechen einfach (ohne eine anderweitige Ableitung) bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen einer Expansions-Endspannung von 1,5 bis 1,25 Atm. und bei den Dreicylinder-Condens.-Maschinen einer Expansions-Endspannung von 0,5 bis 0,45 Atmosph.

*) Über die „Zweicylinder-Condens.-Maschinen mit hohem Dampfdruck“ ist in dem „Practischen Teile“ besonders abgehandelt.

Hilfstabellen I. β.

Passende Cylindervolumen-Verhältnisse

und Füllungen der Expansions-Cylinder bei den Maschinen mit hohem Dampfdruck.

(Abgeleitet von Prof. Káš.)

A. Volumen-Verhältnisse $\frac{v}{V}$ der **Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.*)**

Erklärung für die Anwendung	Absol. Ad-miss.-Span-nung in Kgr. oder Atm.	Reduc. (norm.) Fül-lung $\frac{l_1}{l}$	Compound-System						Woolf-System		
			a. Für gleiche Arbeit in den Quadranten		b. Für gleiche Arbeit in den Cylindern. $N' = \frac{1}{2} N$		Mittel aus a und b $N' < \frac{1}{2} N$		Für gleiche Arbeit in den Cylindern $N' = \frac{1}{2} N$		
			$R=\infty$	$R=v$	$R=\infty$	$R=v$	$R=\infty$	$R=v$	$R=\infty$	$R=v$	$R=\frac{1}{2}v$
Bei mässigen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 1·8 Atm.)	$p=$ 7	0,257	0,51	0,55	0,61	0,68	0,56	0,62	0,61	0,54	0,48
	8	0,225	0,47	0,51	0,57	0,65	0,52	0,58	0,57	0,49	0,44
	9	0,200	0,45	0,48	0,54	0,62	0,49	0,55	0,54	0,46	0,40
	10	0,180	0,42	0,46	0,51	0,60	0,47	0,53	0,51	0,43	0,38
	11	0,164	0,41	0,44	0,49	0,58	0,45	0,51	0,49	0,41	0,35
	12	0,150	0,39	0,42	0,46	0,56	0,43	0,49	0,46	0,39	0,33
	13	0,139	0,37	0,40	0,44	0,55	0,41	0,48	0,44	0,38	0,31
	14	0,129	0,36	0,39	0,43	0,54	0,40	0,46	0,43	0,36	0,30
Bei mittleren (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 1·5 Atm.)	$p=$ 7	0,214	0,46	0,50	0,52	0,61	0,49	0,55	0,52	0,45	0,39
	8	0,188	0,43	0,47	0,49	0,58	0,46	0,53	0,49	0,41	0,35
	9	0,167	0,41	0,44	0,46	0,56	0,43	0,50	0,46	0,39	0,33
	10	0,150	0,39	0,42	0,44	0,54	0,41	0,48	0,44	0,36	0,31
	11	0,136	0,37	0,40	0,41	0,52	0,39	0,46	0,41	0,35	0,29
	12	0,125	0,35	0,38	0,40	0,51	0,38	0,45	0,40	0,33	0,27
	13	0,115	0,34	0,37	0,38	0,50	0,36	0,43	0,38	0,31	0,26
	14	0,107	0,33	0,36	0,37	0,48	0,35	0,42	0,37	0,30	0,25
Bei hohen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 1·2 Atm.)	$p=$ 7	0,171	0,41	0,45	0,42	0,53	0,42	0,49	0,42	0,35	0,30
	8	0,150	0,39	0,42	0,40	0,51	0,39	0,46	0,40	0,33	0,27
	9	0,133	0,37	0,40	0,38	0,48	0,37	0,44	0,38	0,31	0,25
	10	0,120	0,35	0,38	0,35	0,46	0,35	0,42	0,35	0,29	0,24
	11	0,109	0,33	0,36	0,34	0,43	0,33	0,40	0,34	0,27	0,23
	12	0,100	0,32	0,34	0,32	0,41	0,32	0,38	0,32	0,26	0,21
	13	0,092	0,30	0,33	0,31	0,39	0,31	0,36	0,31	0,25	0,20
	14	0,086	0,29	0,32	0,30	0,37	0,30	0,34	0,30	0,24	0,19

Ad A. Vorläufige **Werthe der Füllung** X des **Expansions-Cylinders** bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen nach **Woolf's System** zur Vermeidung des Spannungsabfalles bei dem Dampfübertritte.

$\frac{v}{V} =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R = \infty$; $X =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R = V$; „ =	0,60	0,54	0,48	0,42	0,36	0,29	0,23
$R = v$; „ =	0,67	0,62	0,57	0,52	0,46	0,40	0,33
$R = \frac{1}{2}v$; „ =	0,75	0,71	0,67	0,62	0,56	0,50	0,43
$R = \frac{1}{4}v$; „ =	0,83	0,80	0,77	0,73	0,68	0,63	0,55

Bei den Compound-Maschinen mache man vorläufig $X = \frac{v}{V}$.

Die Füllung X des Expansions-Cylinders ist an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren.

---

*) Bezeichnungen: v Volumen des Hochdr.-Cylinders; V Volumen des Expans.-Cyl.; N' Leistung des Hochdr.-Cylinders; N gesammte Maschinen-Leistung; R Receiver-Volumen; die Daten für $R = \infty$ dienen zum Vergleiche behufs Interpolation für $R > v$ (z. B. $R = V$ u. dergl.). $R = \frac{1}{4} v$ gilt für eine sehr kurze Verbindung zwischen beiden Cylindern, bezw. für directen Dampfübertritt.

Hilfstab. I. β. (Fortsetzung.)

B. Volumen-Verhältnisse $\frac{v_1}{V}$ und $\frac{v_2}{V}$ nebst $\frac{v_1}{v_2}$ der Dreicylinder-Condens.-Maschinen *) (als Dreimal-Expans.-Masch.) mit drei Kurbeln unter 120°.

Erklärung für die Anwendung	Absol. Ad-miss.-Spannung in Kgr. od. Atm.	Reduc. (norm.) Füllung $\frac{l_1}{l}$	a. Für thunlichst gleiche Arbeits-Vertheilung in den Sextanten (bei grossen Receivern)			b. Mit gleichzeitiger Rücksicht auf die gleiche Arbeits-Vertheilung in den drei Cylindern: R_1 und $R_2 = \infty$ (zum Vergleiche behufs Interpolation, wenn $R_1 > v_1$ und $R_2 > v_2$)			$R_1 = v_1$ und $R_2 = v_2$: Mitteldruckkurbel eilt der Hochdruckkurbel vor			$R_1 = v_1$ und $R_2 = v_2$: Mitteldruckkurbel eilt der Hochdruckkurbel nach		
			$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$
Bei mässigen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,6 Atm.)	$p = 8$	0,075	0,178	0,42	0,42	0,200	0,54	0,37	.	.	.	0,214	0,53	0,40
	9	0,067	0,165	0,41	0,41	0,186	0,52	0,36	.	.	.	0,199	0,51	0,39
	10	0,060	0,153	0,39	0,39	0,173	0,50	0,35	0,173	0,56	0,31	0,186	0,50	0,37
	11	0,055	0,144	0,38	0,38	0,162	0,49	0,33	0,163	0,54	0,30	0,176	0,49	0,36
	12	0,050	0,135	0,37	0,37	0,153	0,47	0,32	0,154	0,52	0,30	0,167	0,47	0,35
	13	0,046	0,128	0,36	0,36	0,145	0,46	0,32	0,146	0,51	0,29	0,160	0,46	0,35
	14	0,043	0,123	0,35	0,35	0,138	0,45	0,31	0,139	0,50	0,28	0,153	0,45	0,34
Bei mittleren (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,5 Atm.)	$p = 8$	0,0625	0,158	0,40	0,40	0,175	0,50	0,35	.	.	.	0,189	0,49	0,38
	9	0,056	0,146	0,38	0,38	0,162	0,48	0,34	0,164	0,53	0,31	0,176	0,48	0,37
	10	0,050	0,135	0,37	0,37	0,151	0,46	0,33	0,152	0,51	0,30	0,164	0,46	0,36
	11	0,0455	0,127	0,36	0,36	0,142	0,44	0,32	0,143	0,49	0,29	0,156	0,45	0,35
	12	0,042	0,120	0,35	0,35	0,134	0,43	0,31	0,136	0,48	0,29	0,148	0,41	0,34
	13	0,0385	0,114	0,34	0,34	0,127	0,42	0,30	0,129	0,46	0,28	0,141	0,43	0,33
	14	0,036	0,108	0,33	0,33	0,120	0,41	0,29	0,122	0,45	0,27	0,135	0,42	0,32
Bei hohen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,4 Atm.)	$p = 8$	0,050	0,135	0,37	0,37	0,148	0,44	0,34	0,152	0,48	0,31	0,161	0,45	0,36
	9	0,044	0,125	0,35	0,35	0,137	0,42	0,32	0,140	0,46	0,30	0,150	0,43	0,35
	10	0,040	0,117	0,34	0,34	0,128	0,41	0,31	0,131	0,45	0,29	0,141	0,42	0,34
	11	0,036	0,110	0,33	0,33	0,120	0,40	0,30	0,122	0,43	0,28	0,133	0,41	0,32
	12	0,033	0,104	0,32	0,32	0,113	0,39	0,29	0,115	0,42	0,28	0,126	0,40	0,32
	13	0,031	0,098	0,31	0,31	0,108	0,38	0,28	0,108	0,40	0,27	0,120	0,39	0,31
	14	0,029	0,094	0,31	0,31	0,102	0,37	0,28	0,103	0,39	0,26	0,116	0,38	0,30

Ad B. 1. Vorläufige Werthe der Füllung X_1 des Mitteldruck-Cylinders abhängig von dem Volumen-Verhältnisse $\frac{v_1}{v_2}$ des Hochdr.- und Mitteldr.-Cylinders.

	$\frac{v_1}{v_2} =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
Mitteldr.-Kurbel eilt der Hochdr.-Kurbel vor	$R_1 = \infty$; $X_1 =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$R_1 = v_1$; $X_1 =$	0,53	0,48	0,44	0,40	0,35	0,30	0,25
Mitteldr.-Kurbel eilt der Hochdr.-Kurbel nach	$R_1 = \infty$; $X_1 =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$R_1 = v_1$; $X_1 =$	0,62	0,55	0,48	0,40	0,33	0,25	0,20

Ad B. 2. Vorläufige Werthe der Füllung X_2 des Niederdruck-Cylinders, abhängig von dem Volumen-Verhältnisse $\frac{v_2}{V}$ des Mitteldr.- und Niederdr.-Cylinders.

	$\frac{v_2}{V} =$	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
Mitteldr.-Kurbel eilt der Hochdr.-Kurbel vor	$R_2 = \infty$; $X_2 =$	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$R_2 = v_2$; $X_2 =$	0,61	0,57	0,53	0,48	0,44	0,40	0,35	0,30	0,25
Mitteldr.-Kurbel eilt der Hochdr.-Kurbel nach	$R_2 = \infty$; $X_2 =$	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$R_2 = v_2$; $X_2 =$	0,74	0,68	0,62	0,55	0,48	0,40	0,33	0,25	0,20

Die Füllungen X_1 und X_2 sind an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren.

*) Bezeichnungen: v_1 Volumen des Hochdruck-Cylinders; v_2 Volumen des Mitteldr.-Cyl.; V Volumen des Niederdr.-Cyl.; R_1 Volumen des ersten Receivers (zwischen Hochdruck und Mitteldruck); R_2 Volumen des zweiten Receivers (zwischen Mitteldruck und Niederdruck).

Hilfstab. I. β. (Schluss).

C. Volumen-Verhältnisse $\frac{v_1}{V}$ und $\frac{v_2}{V}$ nebst $\frac{v_1}{v_2}$

der Dreicylinder-Condens.-Maschinen*) (als Dreimal-Expans.-Masch.) mit zwei Kurbeln unter 90°

(Hochdruck und Mitteldruck an Einer Kurbel).

Für gleiche Arbeit an beiden Kurbeln $(N_1' + N_2' = \frac{1}{2} N)$ (wobei $\frac{v_2}{V}$ massgebend ist):

Erklärung für die Anwendung	Absol. Admiss.-Spannung in Kgr. od. Atm.	Reduc. (norm.) Füllung $\frac{l_1}{l}$	R_1 und $R_2 = \infty$ (zum Vergleiche mit den rechts nebenstehenden Daten behufs Interpolation, wenn $R_1 > v_1$ und $R_2 > v_2$)			$R_1 = v_1$ und $R_2 = v_2$: massgebend	$\frac{v_1}{V}$ und $\frac{v_1}{v_2}$ für $N_1' = N_2'$		$\frac{v_1}{V}$ und $\frac{v_1}{v_2}$ für $N_1' > N_2'$ †)	
			$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_2}{V}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{v_1}{V}$	$\frac{v_1}{v_2}$
Bei mässigen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,6 Atm.)	$p = 8$	0,075	0,38	0,169	0,44	0,50	0,136	0,28	0,192	0,39
	9	0,067	0,36	0,154	0,43	0,47	0,125	0,27	0,172	0,37
	10	0,060	0,34	0,143	0,42	0,44	0,116	0,27	0,155	0,35
	11	0,055	0,33	0,133	0,41	0,42	0,107	0,26	0,140	0,34
	12	0,050	0,31	0,125	0,40	0,39	0,100	0,26	0,127	0,32
	13	0,046	0,30	0,118	0,39	0,37	0,095	0,26	0,117	0,32
	14	0,043	0,29	0,111	0,38	0,36	0,090	0,25	0,110	0,31
Bei mittleren (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,5 Atm.)	$p = 8$	$0{,}062_5$	0,34	0,145	0,43	0,43	0,118	0,28	0,152	0,35
	9	0,056	0,32	0,134	0,42	0,40	0,107	0,27	0,134	0,33
	10	0,050	0,30	0,123	0,41	0,38	0,100	0,26	0,122	0,32
	11	$0{,}045_5$	0,29	0,114	0,40	0,36	$0{,}092_5$	0,26	0,111	0,31
	12	0,042	0,28	0,107	0,39	0,34	0,086	0,25	0,101	0,30
	13	$0{,}038_5$	0,27	0,101	0,38	0,33	$0{,}080_5$	0,25	0,093	0,29
	14	0,036	0,26	0,095	0,37	0,31	0,076	0,25	0,087	0,28
Bei hohen (normalen) Expans.-Graden (bis zur Endspannung von 0,4 Atm.)	$p = 8$	0,050	0,29	0,120	0,42	0,36	0,097	0,27	0,114	0,32
	9	0,044	0,27	0,108	0,40	0,34	0,088	0,26	0,102	0,30
	10	0,040	0,26	0,101	0,39	0,32	0,082	0,26	0,092	0,29
	11	0,036	0,25	0,094	0,38	0,30	0,076	0,25	0,083	0,28
	12	0,033	0,24	0,088	0,37	0,29	0,070	0,25	0,076	0,26
	13	0,031	0,23	0,083	0,37	0,27	0,065	0,24	0,070	0,26
	14	0,029	0,22	0,078	0,36	0,26	0,061	0,23	0,065	0,25

Ad. C. 1. Vorläufige Werthe der **Füllung** X_1 des **Mitteldruck**-Cylinders, abhängig von dem Volumen-Verhältnisse $\frac{v_1}{v_2}$ des Hochdr.- und Mitteldr.-Cylinders.

$\frac{v_1}{v_2} =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R_1 = \infty;\ X_1 =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R_1 = v_2;\ X_1 =$	0,60	0,54	0,48	0,42	0,36	0,29	0,23
$R_1 = v_1;\ X_1 =$	0,67	0,62	0,57	0,52	0,46	0,40	0,33

Ad. C. 2. Vorläufige Werthe der **Füllung** X_2 des **Niederdruck**-Cylinders, abhängig von dem Volumen-Verhältnisse $\frac{v_2}{V}$ des Mitteldr.- und Niederdr.-Cylinders.

$\frac{v_2}{V} =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R_2 = \infty;\ X_2 =$	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$R_2 = v_2;\ X_2 =$	0,50	0,45	0,41	0,36	0,31	0,26	0,22

Die Füllungen X_1 und X_2 sind an der in Gang gesetzten Maschine nach Massgabe der abgenommenen Indicator-Diagramme definitiv zu adjustieren.

*) Bezeichnungen: v_1 Volumen des Hochdruck-Cyl.; v_2 Vol. des Mitteldruck-Cyl.; V Vol. des Niederdr.-Cyl.; N_1' Leistung des Hochdr.-Cyl.; N_2' Leistung des Mitteldr.-Cyl.; N gesammte Masch.-Leistung. R_1 Volumen des ersten Receivers (zwischen Hochdruck und Mitteldruck). R_2 Volumen des zweiten Receivers (zwischen Mitteldruck und Niederdruck).

†) Die Zulassung $N_1' > N_2'$ hat zum Zwecke, damit der Hochdruckcylinder nicht gar zu klein, bezw. seine Füllung nicht zu gross ausfalle.

Hilfstabellen I. γ.

Kolbengeschwindigkeiten c (in Met.)

der Maschinen mit hohem Dampfdruck.

Links: nach d. Norm.-Leistung N (Pfdk.) u. Spann. p. **Rechts:** nach d. Kolbenhube l (Met.) u. Spann. p.

a) Mässige Kolbengeschwindigkeit (insbes. für Compound-Maschinen).

c empirisch nach N*).

$p =$	7	8	9	10	11	12	13	14
$N =$ 10	1,37	1,43	1,50	1,56	1,60	1,63	1,67	1,71
15	1,45	1,50	1,56	1,62	1,67	1,71	1,76	1,81
20	1,49	1,55	1,61	1,67	1,72	1,77	1,82	1,87
30	1,56	1,63	1,70	1,77	1,81	1,85	1,90	1,94
$N =$ 40	1,62	1,69	1,75	1,82	1,88	1,94	1,99	2,04
60	1,72	1,78	1,84	1,91	1,98	2,05	2,11	2,17
80	1,79	1,86	1,92	1,99	2,07	2,15	2,21	2,27
100	1,85	1,92	1,98	2,05	2,14	2,23	2,30	2,36
$N =$ 150	2,00	2,05	2,11	2,16	2,29	2,43	2,52	2,60
200	2,11	2,18	2,24	2,31	2,43	2,56	2,64	2,72
250	2,20	2,28	2,35	2,43	2,55	2,66	2,74	2,81
300	2,27	2,35	2,42	2,50	2,62	2,75	2,83	2,91
$N =$ 400	2,39	2,47	2,55	2,63	2,76	2,89	2,98	3,07
500	2,49	2,58	2,66	2,74	2,88	3,01	3,11	3,20
600	2,57	2,66	2,74	2,83	2,94	3,09	3,19	3,28
800	2,68	2,78	2,88	2,97	3,10	3,24	3,35	3,46
1000	2,80	2,90	3,01	3,11	3,26	3,40	3,51	3,64

$c = 0{,}7 \sqrt{pl}$.

$p =$	7	8	9	10	11	12	13	14
$l =$ 0,35	1,10	1,17	1,24	1,31	1,37	1,43	1,49	1,55
0,40	1,17	1,25	1,33	1,40	1,47	1,53	1,60	1,66
0,45	1,24	1,33	1,41	1,48	1,56	1,63	1,69	1,76
0,50	1,31	1,40	1,48	1,57	1,64	1,71	1,79	1,85
$l =$ 0,60	1,43	1,53	1,63	1,71	1,80	1,88	1,96	2,03
0,70	1,55	1,66	1,76	1,85	1,94	2,03	2,11	2,19
0,80	1,66	1,77	1,88	1,98	2,08	2,17	2,26	2,34
0,90	1,76	1,88	1,99	2,10	2,20	2,30	2,39	2,49
$l =$ 1,00	1,85	1,98	2,10	2,21	2,32	2,42	2,52	2,62
1,20	2,03	2,17	2,30	2,42	2,54	2,66	2,77	2,87
1,40	2,19	2,34	2,49	2,62	2,75	2,87	2,99	3,10
1,60	2,34	2,50	2,66	2,80	2,94	3,07	3,19	3,31
1,80	2,49	2,66	2,82	2,97	3,12	3,25	3,39	3,51
$l =$ 2,00	2,62	2,80	2,97	3,13	3,28	3,43	3,57	3,70
2,50	2,93	3,13	3,32	3,50	3,67	3,83	4,00	4,14
3,00	3,21	3,43	3,64	3,83	4,02	4,20	4,37	4,54
3,50	3,47	3,70	3,93	4,14	4,34	4,54	4,72	4,90

b) Mittelgrosse Kolbengeschwindigkeit (durchschnittlich für alle Masch.-Gattungen).

c empirisch nach N*).

$p =$	7	8	9	10	11	12	13	14
$N =$ 10	1,71	1,79	1,87	1,95	2,00	2,04	2,09	2,14
15	1,81	1,88	1,95	2,02	2,08	2,14	2,20	2,26
20	1,87	1,94	2,02	2,09	2,15	2,21	2,27	2,33
30	1,95	2,03	2,12	2,21	2,26	2,32	2,38	2,43
$N =$ 40	2,03	2,11	2,19	2,28	2,35	2,42	2,49	2,55
60	2,15	2,23	2,30	2,38	2,48	2,57	2,64	2,72
80	2,24	2,32	2,40	2,49	2,59	2,69	2,76	2,84
100	2,32	2,40	2,48	2,56	2,67	2,79	2,87	2,95
$N =$ 150	2,50	2,57	2,63	2,70	2,87	3,04	3,15	3,25
200	2,64	2,72	2,80	2,88	3,04	3,20	3,30	3,40
250	2,75	2,84	2,94	3,04	3,18	3,32	3,42	3,52
300	2,84	2,93	3,03	3,13	3,28	3,43	3,54	3,64
$N =$ 400	2,99	3,09	3,19	3,29	3,45	3,61	3,72	3,83
500	3,12	3,22	3,32	3,42	3,60	3,77	3,89	4,00
600	3,21	3,32	3,43	3,54	3,68	3,86	3,99	4,10
800	3,35	3,48	3,60	3,71	3,88	4,05	4,19	4,33
1000	3,50	3,63	3,76	3,89	4,08	4,25	4,39	4,55

$c = 0{,}9 \sqrt{pl}$ (Hauptregel).

$p =$	7	8	9	10	11	12	13	14
$l =$ 0,35	1,41	1,51	1,60	1,68	1,77	1,84	1,92	1,99
0,40	1,51	1,61	1,71	1,80	1,89	1,97	2,05	2,13
0,45	1,60	1,71	1,81	1,91	2,00	2,09	2,18	2,26
0,50	1,68	1,80	1,91	2,01	2,11	2,20	2,30	2,38
$l =$ 0,60	1,84	1,97	2,09	2,20	2,31	2,42	2,51	2,61
0,70	1,99	2,13	2,26	2,38	2,50	2,61	2,72	2,82
0,80	2,13	2,28	2,42	2,55	2,67	2,79	2,90	3,01
0,90	2,26	2,42	2,56	2,70	2,83	2,96	3,08	3,20
$l =$ 1,00	2,38	2,55	2,70	2,85	2,99	3,12	3,25	3,37
1,20	2,61	2,79	2,96	3,12	3,27	3,42	3,56	3,69
1,40	2,82	3,01	3,20	3,37	3,53	3,69	3,84	3,98
1,60	3,01	3,22	3,42	3,60	3,78	3,94	4,11	4,26
1,80	3,20	3,42	3,62	3,82	4,01	4,18	4,35	4,52
$l =$ 2,00	3,37	3,60	3,82	4,03	4,22	4,41	4,59	4,76
2,50	3,77	4,03	4,27	4,50	4,72	4,93	5,13	5,32
3,00	4,13	4.41	4,68	4,93	5,17	5,40	5,62	5,83
3,50	4,46	4,76	5,05	5,32	5,59	5,83	6,07	6,30

c) Grosse Kolbengeschwindigkeit (insbes. für Woolf's System).

c empirisch nach N*).

$p =$	7	8	9	10	11	12	13	14
$N =$ 10	2,06	2,15	2,24	2,34	2,39	2,45	2,51	2,57
15	2,17	2,26	2,34	2,43	2,50	2,57	2,64	2,71
20	2,24	2,33	2,42	2,51	2,58	2,66	2,73	2,80
30	2,33	2,44	2,54	2,65	2,72	2,78	2,85	2,92
$N =$ 40	2,43	2,53	2,63	2,73	2,82	2,91	2,98	3,06
60	2,57	2,67	2,77	2,86	2,97	3,08	3,17	3,26
80	2,69	2,79	2,89	2,99	3,11	3,23	3,32	3,41
100	2,78	2,88	2,98	3,07	3,21	3,34	3,44	3,55
$N =$ 150	3,00	3,08	3,16	3,24	3,44	3,64	3,77	3,90
200	3,17	3,26	3,36	3,46	3,65	3,84	3,96	4,09
250	3,29	3,41	3,53	3,65	3,82	3,99	4,10	4,22
300	3,41	3,52	3,64	3,75	3,94	4,12	4,25	4,37
$N =$ 400	3,59	3,71	3,83	3,95	4,14	4,33	4,47	4,60
500	3,74	3,86	3,98	4,11	4,31	4,52	4,67	4,80
600	3,86	3,98	4,11	4,25	4,41	4,64	4,79	4,92
800	4,02	4,17	4,32	4,46	4,65	4,86	5,03	5,19
1000	4,20	4,35	4,52	4,67	4,89	5,10	5,26	5,46

$c = 1{,}1 \sqrt{pl}$.

$= p$	7	8	9	10	11	12	13	14
$l =$ 0,35	1,72	1,84	1,95	2,06	2,16	2,25	2,35	2,44
0,40	1,84	1,97	2,09	2,20	2,31	2,41	2,51	2,60
0,45	1,95	2,09	2,21	2,33	2,45	2,56	2,66	2,76
0,50	2,06	2,20	2,33	2,46	2,58	2,69	2,81	2,91
$l =$ 0,60	2,25	2,41	2,56	2,69	2,83	2,95	3,07	3,19
0,70	2,44	2,60	2,76	2,91	3,05	3,19	3,32	3,44
0,80	2,60	2,78	2,95	3,11	3,26	3,41	3,55	3,68
0,90	2,76	2,95	3,13	3,30	3,46	3,62	3,76	3,91
$l =$ 1,00	2,91	3,11	3,30	3,48	3,65	3,81	3,97	4,12
1,20	3,19	3,41	3,62	3,81	4,00	4,17	4,35	4,51
1,40	3,44	3,68	3,91	4,12	4,32	4,51	4,69	4,87
1,60	3,68	3,94	4,17	4,40	4,62	4,82	5,02	5,21
1,80	3,91	4,17	4,43	4,67	4,90	5,11	5,32	5,52
$l =$ 2,00	4,12	4,40	4,67	4,92	5,16	5,39	5,61	5,82
2,50	4,60	4,92	5,22	5,50	5,77	6,03	6,27	6,51
3,00	5,04	5,39	5,72	6,03	6,32	6,60	6,87	7,13
3,50	5,45	5,82	6,17	6,51	6,83	7,13	7,42	7,70

*) Für N (indic. oder Netto) > 1000 schätze man vorläufig den Hub l und nehme c aus dem rechts nebenstehenden Tabellchen.

Tabelle II.

Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$

(in der Gegend der meist gebräuchlichen Füllungen).

A. Für die Zweicylinder-Auspuff-Maschinen.

$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
10	13,7	0,729	1,372
11	15,0	0,731	1,368
12	16,3	0,734	1,363
13	17,6	0,736	1,359
14	19,0	0,738	1,354
15	20,3	0,741	1,350
16	21,5	0,743	1,346
17	22,8	0,745	1,343
18	24,1	0,747	1,339
19	25,4	0,749	1,336
20	26,6	0,751	1,332
22	29,1	0,754	1,326
24	31,6	0,758	1,320
26	34,1	0,761	1,314
28	36,6	0,765	1,308
30	39,1	0,768	1,302
32	41,5	0,771	1,297
34	43,9	0,774	1,292
36	46,3	0,777	1,287
38	48,7	0,780	1,282
40	51,1	0,783	1,277
42	53,5	0,785	1,275
44	55,9	0,786	1,272
46	58,4	0,788	1,269
48	60,8	0,789	1,267
50	63,2	0,791	1,264
55	69,2	0,794	1,260
60	75,2	0,797	1,255
65	81,1	0,800	1,250
70	87,1	0,803	1,245
75	93,1	0,806	1,241
80	98,9	0,809	1,237
85	104,7	0,811	1,233
90	110,5	0,814	1,229
95	116,3	0,816	1,225
100	122	0,819	1,221
110	134	0,821	1,218
120	146	0,823	1,215
130	157	0,825	1,212
140	169	0,827	1,209
150	181	0,829	1,206

$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
150	181	0,829	1,206
160	193	0,830	1,204
170	204	0,832	1,202
180	216	0,833	1,200
190	228	0,835	1,198
200	239	0,836	1,196
220	262	0,838	1,193
240	285	0,841	1,189
260	308	0,843	1,186
280	331	0,846	1,183
300	354	0,848	1,179
320	377	0,849	1,178
340	400	0,850	1,176
360	423	0,851	1,175
380	446	0,852	1,174
400	469	0,853	1,172
420	492	0,854	1,171
440	515	0,855	1,170
460	537	0,856	1,168
480	560	0,857	1,167
500	583	0,858	1,166
550	639	0,860	1,163
600	696	0,862	1,161
650	752	0,863	1,158
700	808	0,865	1,156
750	865	0,867	1,153
800	922	0,868	1,153
850	979	0,868	1,152
900	1036	0,869	1,151
950	1093	0,869	1,150
1000	1149	0,870	1,149
1100	1262	0,871	1,148
1200	1374	0,873	1,146
1300	1486	0,874	1,144
1400	1598	0,876	1,142
1500	1711	0,877	1,140
1600	1822	0,878	1,139
1700	1933	0,879	1,138
1800	2045	0,880	1,136
1900	2156	0,881	1,135
2000	2268	0,882	1,134

Zu Tab. II.

Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $\frac{1}{\eta}$

(in der Gegend der meist gebräuchlichen Füllungen).

B. Für die **Dreicylinder-Condens.**-Maschinen.

$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_n}{c}$ Pfdk. (Netto)	$\frac{N_i}{c}$ Pfdk. (indic.)	η	$\frac{1}{\eta}$
20	28,5	0,701	1,426	200	251	0,797	1,255
22	31,1	0,705	1,418	220	257	0,798	1,253
24	33,8	0,709	1,410	240	300	0,799	1,251
26	36,4	0,713	1,403	260	325	0,801	1,249
28	39,0	0,717	1,395	280	349	0,802	1,247
30	41,6	0,721	1,387	300	374	0,803	1,245
32	44,2	0,724	1,382	320	398	0,804	1,244
34	46,7	0,727	1,376	340	422	0,805	1,242
36	49,3	0,729	1,371	360	446	0,806	1,241
38	51,9	0,732	1,366	380	471	0,807	1,239
40	54,4	0,735	1,361	400	495	0,808	1,238
42	56,9	0,738	1,356	420	519	0,809	1,236
44	59,4	0,740	1,351	440	543	0,810	1,235
46	61,9	0,743	1,346	460	567	0,811	1,233
48	64,3	0,745	1,342	480	591	0,812	1,232
50	66,8	0,748	1,337	500	615	0,813	1,230
55	73,0	0,752	1,330	550	675	0,815	1,228
60	79,2	0,756	1,323	600	735	0,816	1,225
65	85,3	0,760	1,316	650	794	0,818	1,223
70	91,5	0,764	1,309	700	854	0,819	1,220
75	97,7	0,768	1,302	750	914	0,821	1,218
80	103,9	0,770	1,299	800	973	0,822	1,217
85	110,1	0,771	1,297	850	1033	0,823	1,216
90	116,4	0,773	1,294	900	1093	0,823	1,215
95	122,6	0,774	1,291	950	1152	0,824	1,213
100	128,9	0,776	1,289	1000	1212	0,825	1,212
110	141,0	0,779	1,284	1100	1330	0,827	1,209
120	153,2	0,782	1,279	1200	1447	0,829	1,206
130	165,3	0,785	1,274	1300	1564	0,831	1,203
140	177,5	0,788	1,269	1400	1682	0,833	1,200
150	189,6	0,791	1,264	1500	1799	0,834	1,199
160	201,9	0,792	1,262	1600	1916	0,835	1,198
170	214,2	0,793	1,260	1700	2033	0,836	1,196
180	226,4	0,795	1,258	1800	2150	0,837	1,195
190	238,7	0,796	1,257	1900	2267	0,838	1,193
200	250,9	0,797	1,255	2000	2384	0,839	1,192

Die Wirkungsgrade η und ihre reciproken Werthe $\frac{1}{\eta}$ sind in allen betreffenden Tabellen möglichst ausführlich behandelt, damit man beim Gebrauch dieser Tabellen jeglicher Interpolation überhoben sei.

Tab. III. A.

Indicierte Spannungen p_i (in Kgr. od. Atm.)

mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) reciproken Werthen $\frac{1}{p_i}$

bei den Zweicylinder-Auspuff-Maschinen mit Expans.-Steuerung,

mit Dampfhemd mindestens am Hochdruckcylinder,
im Mittel zwischen ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver,
bezw. für bloss **äusserlich geheizten** Receiver.

Absol. Admiss.-Spannung p in Atmosph. (Kgr. pro Qu.-Centm.) — Red. Füllung $\frac{l_i}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
p = 7	2,735 (0,366)	2,291 (0,437)	1,766 (0,566)	1,479 (0,676)	.	.	.	.
7½	2,996 (0,334)	2,522 (0,397)	1,964 (0,509)	1,653 (0,605)	.	.	.	.
p = 8	3,257 (0,307)	2,752 (0,363)	2,162 (0,463)	1,826 (0,548)	1,458 (0,685)	.	.	.
8½	3,514 (0,285)	2,980 (0,336)	2,353 (0,425)	1,996 (0,501)	1,608 (0,622)	.	.	.
p = 9	3,770 (0,265)	3,207 (0,312)	2,545 (0,393)	2,167 (0,462)	1,757 (0,569)	1,389 (0,720)	.	.
9½	4,023 (0,249)	3,431 (0,291)	2,732 (0,366)	2,333 (0,429)	1,904 (0,525)	1,515 (0,660)	.	.
p = 10	4,275 (0,234)	3,655 (0,274)	2,920 (0,343)	2,500 (0,400)	2,050 (0,488)	1,640 (0,610)	1,425 (0,702)	.
10½	4,520 (0,221)	3,876 (0,258)	3,107 (0,322)	2,668 (0,375)	2,194 (0,456)	1,765 (0,567)	1,539 (0,650)	.
p = 11	4,770 (0,210)	4,097 (0,244)	3,294 (0,304)	2,835 (0,353)	2,338 (0,428)	1,890 (0,529)	1,654 (0,605)	1,403 (0,713)
11½	5,020 (0,199)	4,317 (0,232)	3,481 (0,287)	3,003 (0,333)	2,482 (0,403)	2,015 (0,496)	1,768 (0,566)	1,506 (0,664)
p = 12	5,270 (0,190)	4,538 (0,220)	3,668 (0,273)	3,170 (0,315)	2,626 (0,381)	2,140 (0,467)	1,882 (0,531)	1,610 (0,621)
12½	5,511 (0,181)	4,752 (0,210)	3,850 (0,260)	3,333 (0,300)	2,766 (0,362)	2,261 (0,442)	1,992 (0,502)	1,709 (0,585)
p = 13	5,753 (0,174)	4,967 (0,201)	4,031 (0,248)	3,495 (0,286)	2,905 (0,344)	2,382 (0,420)	2,102 (0,476)	1,809 (0,553)
13½	5,994 (0,167)	5,181 (0,193)	4,213 (0,237)	3,658 (0,273)	3,044 (0,329)	2,502 (0,400)	2,212 (0,452)	1,908 (0,524)
p = 14	6,235 (0,160)	5,395 (0,185)	4,394 (0,228)	3,820 (0,262)	3,183 (0,314)	2,623 (0,381)	2,322 (0,431)	2,007 (0,498)

Bei der Compression des Vorderdampfes gleichmässig in beiden Cylindern, im Hochdruckcylinder bis zu einer Endspannung = p, ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung p_i (bei einem schädl. Raume von durchschnittl. 4%) der Betrag $\triangle$ zu subtrahieren, und zwar:

für p =	7	7½	8	8½	9	9½	10	11	12	13	14
$\triangle$ =	0,096	0,108	0,120	0,132	0,145	0,156	0,168	0,187	0,202	0,216	0,226

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre $\triangle$ beiläufig in demselben Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern.

Bei ausgiebiger Heizung kann p_i etwa um 4 bis 7% mehr, bei mangelnder Heizung um ebenso viel weniger betragen.

Für **Coulissen-Steuerung** nach Gooch od. Stephenson od. dgl. bei Locomotiven, sei es Compound- oder Woolf-Zwilling-System, sind die tabellarischen Ansätze von p_i mit den folgenden Coëfficienten zu multiplicieren.

Absol. Admiss.-Spann. p (Kgr. od. Atm.) — Red. Füllung $\frac{l_i}{l}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
p = 7	0,897	0,879	0,860	0,835	.	.	.	.
8	0,900	0,884	0,867	0,843	0,826	.	.	.
9	0,902	0,888	0,869	0,849	0,834	0,815	.	.
10	0,904	0,889	0,874	0,855	0,840	0,822	0,813	.
p = 11	0,905	0,892	0,877	0,859	0,846	0,828	0,818	0,810
12	0,907	0,894	0,879	0,861	0,848	0,832	0,823	0,814
13	0,903	0,895	0,881	0,865	0,852	0,837	0,828	0,820
14	0,909	0,896	0,883	0,866	0,855	0,839	0,831	0,824

Tab. III. B.

Indicierte Spannungen p_i (in Kgr. od. Atm.)

mit unterhalb angesetzten (eingeklammerten) reciproken Werthen $\frac{1}{p_i}$

bei den Dreicylinder-Condens.-Maschinen (als Dreimal-Expans.-Masch.)

mit Dampfhemd mindestens am Hochdruck-Cylinder,
im Mittel zwischen ausgiebig geheizten und nicht geheizten Receivern,
bezw. für bloss äusserlich geheizte Receiver.

Absol. Admiss.-Spannung p in Atmosph. (Kgr. pro Qu.-Centim.) / Red. Füllung $\frac{l_1}{l}$ =	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
p = 7	2,475 (0,404)	2,199 (0,455)	1,891 (0,529)	1,628 (0,614)	1,485 (0,674)	1,331 (0,752)	1,170 (0,855)	1,002 (0,999)	0,911 (1,098)	0,816 (1,226)	0,722 (1,386)	0,620 (1,613)
7½	2,658 (0,376)	2,362 (0,423)	2,033 (0,492)	1,751 (0,571)	1,598 (0,626)	1,433 (0,698)	1,260 (0,794)	1,080 (0,926)	0,981 (1,019)	0,880 (1,136)	0,778 (1,285)	0,669 (1,494)
p = 8	2,842 (0,352)	2,526 (0,396)	2,176 (0,460)	1,874 (0,534)	1,710 (0,585)	1,536 (0,651)	1,350 (0,741)	1,158 (0,864)	1,052 (0,951)	0,944 (1,059)	0,834 (1,199)	0,718 (1,392)
8½	3,023 (0,331)	2,687 (0,372)	2,317 (0,432)	1,995 (0,501)	1,821 (0,549)	1,637 (0,611)	1,437 (0,696)	1,233 (0,811)	1,120 (0,893)	1,006 (0,995)	0,888 (1,126)	0,765 (1,307)
p = 9	3,204 (0,312)	2,848 (0,351)	2,458 (0,407)	2,116 (0,473)	1,932 (0,518)	1,738 (0,576)	1,525 (0,656)	1,309 (0,764)	1,189 (0,841)	1,067 (0,937)	0,942 (1,062)	0,811 (1,232)
9½	3,382 (0,296)	3,007 (0,333)	2,596 (0,385)	2,236 (0,447)	2,041 (0,490)	1,836 (0,545)	1,610 (0,621)	1,382 (0,724)	1,254 (0,797)	1,126 (0,888)	0,994 (1,007)	0,856 (1,169)
p = 10	3,560 (0,281)	3,165 (0,316)	2,735 (0,366)	2,355 (0,425)	2,150 (0,465)	1,935 (0,517)	1,695 (0,590)	1,455 (0,687)	1,320 (0,758)	1,185 (0,844)	1,045 (0,957)	0,900 (1,111)
10½	3,738 (0,268)	3,324 (0,301)	2,873 (0,348)	2,473 (0,404)	2,259 (0,443)	2,033 (0,492)	1,781 (0,562)	1,528 (0,654)	1,387 (0,721)	1,244 (0,804)	1,096 (0,912)	0,943 (1,060)
p = 11	3,915 (0,255)	3,484 (0,287)	3,011 (0,332)	2,592 (0,386)	2,367 (0,422)	2,131 (0,469)	1,867 (0,536)	1,602 (0,624)	1,453 (0,688)	1,303 (0,768)	1,148 (0,871)	0,986 (1,014)
11½	4,093 (0,244)	3,643 (0,275)	3,149 (0,318)	2,710 (0,369)	2,476 (0,404)	2,229 (0,449)	1,953 (0,512)	1,675 (0,597)	1,520 (0,658)	1,362 (0,734)	1,199 (0,834)	1,029 (0,972)
p = 12	4,270 (0,234)	3,802 (0,263)	3,286 (0,304)	2,828 (0,354)	2,584 (0,387)	2,326 (0,430)	2,038 (0,491)	1,748 (0,572)	1,586 (0,631)	1,420 (0,704)	1,250 (0,800)	1,072 (0,933)
12½	4,445 (0,225)	3,959 (0,253)	3,421 (0,292)	2,943 (0,340)	2,690 (0,372)	2,421 (0,413)	2,121 (0,471)	1,818 (0,550)	1,649 (0,606)	1,476 (0,678)	1,297 (0,771)	1,112 (0,900)
p = 13	4,619 (0,217)	4,115 (0,243)	3,556 (0,281)	3,058 (0,327)	2,796 (0,358)	2,516 (0,397)	2,204 (0,454)	1,888 (0,530)	1,712 (0,584)	1,531 (0,653)	1,345 (0,744)	1,151 (0,869)
13½	4,793 (0,209)	4,272 (0,234)	3,691 (0,271)	3,172 (0,315)	2,901 (0,345)	2,611 (0,383)	2,287 (0,437)	1,957 (0,511)	1,775 (0,563)	1,587 (0,630)	1,392 (0,719)	1,190 (0,840)
p = 14	4,967 (0,201)	4,428 (0,226)	3,826 (0,261)	3,287 (0,304)	3,007 (0,333)	2,706 (0,370)	2,370 (0,422)	2,027 (0,493)	1,838 (0,544)	1,642 (0,609)	1,439 (0,695)	1,229 (0,814)

Bei der Compression des Vorderdampfes gleichmässig in allen drei Cylindern, im Hochdruckcylinder bis zu einer Endspannung = p, ist von dem jeweiligen Betrage der indicierten Spannung p_i (bei einem schädl. Raume von durchschnittl. 4 %) der Betrag Δ zu subtrahieren, und zwar:

für p =	7	7½	8	8½	9	9½	10	11	12	13	14
Δ =	0,093	0,096	0,099	0,102	0,106	0,110	0,115	0,126	0,141	0,159	0,183

Bei grösseren oder kleineren schädlichen Räumen wäre Δ beiläufig in demselben Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern.

Bei ausgiebiger Heizung kann p_i etwa um 6 bis 8 % mehr, bei mangelnder Heizung um ebenso viel weniger betragen.

Tab. IV. A.

Leergangs-Widerstands-Spannung r_0 (Kgr. od. Atm.)

und Coëfficient μ der **zusätzlichen Reibung** nebst $\frac{1}{1+\mu}$

bei den **Zweicylinder-Auspuff**-Maschinen.

Kolben-Durchm. (grosser) D Met.	Werthe von r_0, wenn die Maschine gebaut ist für eine Admiss.-Spannung (p in Kgr. od. Atmosph.):											μ	$\frac{1}{1+\mu}$	Kolben-Durchm. (grosser) D Met.
	7	7½	8	8½	9	9½	10	11	12	13	14			
0,15	0,378	0,382	0,386	0,389	0,393	0,396	0,400	0,406	0,412	0,418	0,424	0,133	0,882	0,15
16	0,365	0,368	0,372	0,376	0,379	0,383	0,386	0,393	0,399	0,405	0,411	0,132	0,884	16
17	0,351	0,355	0,359	0,363	0,366	0,370	0,373	0,379	0,386	0,392	0,397	0,130	0,885	17
18	0,338	0,342	0,346	0,349	0,353	0,356	0,360	0,366	0,372	0,378	0,384	0,128	0,886	18
19	0,325	0,329	0,332	0,336	0,340	0,343	0,346	0,353	0,359	0,365	0,371	0,127	0,888	19
0,20	0,311	0,315	0,319	0,322	0,326	0,330	0,333	0,339	0,346	0,351	0,357	0,125	0,889	0,20
22	0,298	0,302	0,306	0,309	0,313	0,316	0,320	0,326	0,332	0,338	0,344	0,122	0,891	22
24	0,285	0,288	0,292	0,296	0,299	0,303	0,306	0,313	0,319	0,325	0,331	0,119	0,893	24
26	0,271	0,275	0,279	0,283	0,286	0,290	0,293	0,299	0,306	0,312	0,317	0,117	0,896	26
28	0,258	0,262	0,266	0,269	0,273	0,276	0,280	0,286	0,292	0,298	0,304	0,114	0,898	28
0,30	0,244	0,248	0,252	0,256	0,259	0,263	0,266	0,273	0,279	0,285	0,290	0,111	0,900	0,30
32	0,238	0,242	0,245	0,249	0,253	0,256	0,259	0,266	0,272	0,278	0,284	0,109	0,902	32
34	0,231	0,235	0,239	0,242	0,246	0,249	0,253	0,259	0,265	0,271	0,277	0,107	0,904	34
36	0,224	0,228	0,232	0,236	0,239	0,243	0,246	0,253	0,259	0,265	0,270	0,105	0,905	36
38	0,218	0,222	0,225	0,229	0,233	0,236	0,239	0,246	0,252	0,258	0,264	0,102	0,907	38
0,40	0,211	0,215	0,219	0,222	0,226	0,230	0,233	0,239	0,246	0,251	0,257	0,100	0,909	0,40
42	0,207	0,211	0,215	0,218	0,222	0,226	0,229	0,235	0,242	0,247	0,253	0,098	0,911	42
44	0,203	0,207	0,211	0,214	0,218	0,222	0,225	0,231	0,238	0,243	0,249	0,096	0,912	44
46	0,199	0,203	0,207	0,210	0,214	0,218	0,221	0,227	0,234	0,239	0,245	0,095	0,914	46
48	0,195	0,199	0,203	0,206	0,210	0,214	0,217	0,223	0,230	0,235	0,241	0,093	0,915	48
0,50	0,191	0,195	0,199	0,202	0,206	0,210	0,213	0,219	0,226	0,231	0,237	0,091	0,917	0,50
55	0,186	0,190	0,194	0,197	0,201	0,204	0,208	0,214	0,220	0,226	0,232	0,088	0,920	55
60	0,181	0,184	0,188	0,192	0,195	0,199	0,202	0,209	0,215	0,221	0,227	0,084	0,922	60
65	0,175	0,179	0,183	0,187	0,190	0,194	0,197	0,203	0,210	0,216	0,221	0,081	0,925	65
70	0,170	0,174	0,178	0,181	0,185	0,188	0,192	0,198	0,204	0,210	0,216	0,077	0,928	70
0,75	0,164	0,168	0,172	0,176	0,179	0,183	0,186	0,193	0,199	0,205	0,210	0,074	0,931	0,75
80	0,162	0,166	0,169	0,173	0,177	0,180	0,183	0,190	0,196	0,202	0,208	0,072	0,933	80
85	0,159	0,163	0,167	0,170	0,174	0,177	0,181	0,187	0,193	0,199	0,205	0,070	0,935	85
90	0,156	0,160	0,164	0,168	0,171	0,175	0,178	0,185	0,191	0,197	0,202	0,067	0,937	90
95	0,154	0,158	0,161	0,165	0,169	0,172	0,175	0,182	0,188	0,194	0,200	0,065	0,939	95
1,00	0,151	0,155	0,159	0,162	0,166	0,170	0,173	0,179	0,186	0,191	0,197	0,063	0,941	1,00
10	0,148	0,152	0,156	0,160	0,163	0,167	0,170	0,177	0,183	0,189	0,194	0,062	0,942	10
20	0,146	0,150	0,153	0,157	0,161	0,164	0,167	0,174	0,180	0,186	0,192	0,061	0,943	20
30	0,143	0,147	0,151	0,154	0,158	0,161	0,165	0,171	0,177	0,183	0,189	0,060	0,944	30
40	0,140	0,144	0,148	0,152	0,155	0,159	0,162	0,169	0,175	0,181	0,186	0,059	0,944	40
1,50	0,138	0,142	0,146	0,149	0,153	0,156	0,160	0,166	0,172	0,178	0,184	0,058	0,945	1,50
60	0,137	0,140	0,144	0,148	0,151	0,155	0,158	0,165	0,171	0,177	0,183	0,057	0,946	60
70	0,135	0,139	0,143	0,147	0,150	0,154	0,157	0,163	0,170	0,176	0,181	0,056	0,947	70
80	0,134	0,138	0,142	0,145	0,149	0,152	0,156	0,162	0,168	0,174	0,180	0,056	0,947	80
90	0,133	0,137	0,140	0,144	0,148	0,151	0,154	0,161	0,167	0,173	0,179	0,055	0,948	90
2,00	0,131	0,135	0,139	0,142	0,146	0,150	0,153	0,159	0,166	0,171	0,177	0,054	0,949	2,00
20	0,130	0,134	0,138	0,141	0,145	0,148	0,152	0,158	0,164	0,170	0,176	0,053	0,950	20
40	0,129	0,132	0,136	0,140	0,143	0,147	0,150	0,157	0,163	0,169	0,175	0,052	0,951	40
60	0,127	0,131	0,135	0,139	0,142	0,146	0,149	0,155	0,162	0,168	0,173	0,050	0,952	60
80	0,126	0,130	0,134	0,137	0,141	0,144	0,148	0,154	0,160	0,166	0,172	0,049	0,953	80
3,00	0,124	0,128	0,132	0,136	0,139	0,143	0,146	0,153	0,159	0,165	0,170	0,048	0,955	3,00

Note. Der Widerstand r_0 kann sich bei exacten Maschinen (namentlich aber bei leichteren Schwungrädern) um ein Beträchtliches (vielleicht um 25 %), μ jedoch kaum erheblich geringer gestalten, als die obigen Ansätze, welche eine gewisse Sicherheit der Berechnung, ein mässiges „Zugeben" anstreben.

Tab. IV. B.

Leergangs-Widerstands-Spannung r_0 (Kgr. od. Atm.) und Coëfficient μ der zusätzlichen Reibung nebst $\frac{1}{1+\mu}$ bei den Dreicylinder-Condens.-Maschinen.

Kolben-Durchm. (grosser) D Met.	Werthe von r_0, wenn die Maschine gebaut ist für eine Admiss.-Spannung (p in Kgr. od. Atmosph.):											μ	$\frac{1}{1+\mu}$	Kolben-Durchm. (grosser) D Met.
	7	7½	8	8½	9	9½	10	11	12	13	14			
0,15	0,657	0,662	0,666	0,671	0,675	0,679	0,683	0,691	0,698	0,705	0,712	0,133	0,882	0,15
16	0,632	0,637	0,641	0,646	0,650	0,654	0,658	0,666	0,673	0,680	0,687	0,132	0,884	16
17	0,607	0,612	0,616	0,621	0,625	0,629	0,633	0,641	0,648	0,655	0,662	0,130	0,885	17
18	0,582	0,587	0,591	0,596	0,600	0,604	0,608	0,616	0,623	0,630	0,637	0,128	0,886	18
19	0,557	0,562	0,566	0,571	0,575	0,579	0,583	0,591	0,598	0,605	0,612	0,127	0,888	19
0,20	0,532	0,537	0,541	0,546	0,550	0,554	0,558	0,566	0,573	0,580	0,587	0,125	0,889	0,20
22	0,507	0,512	0,516	0,521	0,525	0,529	0,533	0,541	0,548	0,555	0,562	0,122	0,891	22
24	0,482	0,487	0,491	0,496	0,500	0,504	0,508	0,516	0,523	0,530	0,537	0,119	0,893	24
26	0,457	0,462	0,466	0,471	0,475	0,479	0,483	0,491	0,498	0,505	0,512	0,117	0,896	26
28	0,432	0,437	0,441	0,446	0,450	0,454	0,458	0,466	0,473	0,480	0,487	0,114	0,898	28
0,30	0,407	0,412	0,416	0,421	0,425	0,429	0,433	0,441	0,448	0,455	0,462	0,111	0,900	0,30
32	0,395	0,399	0,404	0,408	0,413	0,417	0,421	0,428	0,436	0,443	0,450	0,109	0,902	32
34	0,382	0,387	0,391	0,396	0,400	0,404	0,408	0,416	0,423	0,430	0,437	0,107	0,904	34
36	0,370	0,374	0,379	0,383	0,388	0,392	0,396	0,403	0,411	0,418	0,425	0,105	0,905	36
38	0,357	0,362	0,366	0,371	0,375	0,379	0,383	0,391	0,398	0,405	0,412	0,102	0,907	38
0,40	0,345	0,349	0,354	0,358	0,363	0,367	0,371	0,378	0,386	0,393	0,400	0,100	0,909	0,40
42	0,337	0,342	0,346	0,351	0,355	0,359	0,363	0,371	0,378	0,385	0,392	0,098	0,911	42
44	0,330	0,334	0,339	0,343	0,348	0,352	0,356	0,363	0,371	0,378	0,385	0,096	0,912	44
46	0,322	0,327	0,331	0,336	0,340	0,344	0,348	0,356	0,363	0,370	0,377	0,095	0,914	46
48	0,315	0,319	0,324	0,328	0,333	0,337	0,341	0,348	0,356	0,363	0,370	0,093	0,915	48
0,50	0,307	0,312	0,316	0,321	0,325	0,329	0,333	0,341	0,348	0,355	0,362	0,091	0,917	0,50
55	0,297	0,302	0,306	0,311	0,315	0,319	0,323	0,331	0,338	0,345	0,352	0,088	0,920	55
60	0,287	0,292	0,296	0,301	0,305	0,309	0,313	0,321	0,328	0,335	0,342	0,084	0,922	60
65	0,277	0,282	0,286	0,291	0,295	0,299	0,303	0,311	0,318	0,325	0,332	0,081	0,925	65
70	0,267	0,272	0,276	0,281	0,285	0,289	0,293	0,301	0,308	0,315	0,322	0,077	0,928	70
0,75	0,257	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,291	0,298	0,305	0,312	0,074	0,931	0,75
80	0,252	0,257	0,261	0,266	0,270	0,274	0,278	0,286	0,293	0,300	0,307	0,072	0,933	80
85	0,247	0,252	0,256	0,261	0,265	0,269	0,273	0,281	0,288	0,295	0,302	0,070	0,935	85
90	0,242	0,247	0,251	0,256	0,260	0,264	0,268	0,276	0,283	0,290	0,297	0,067	0,937	90
95	0,237	0,242	0,246	0,251	0,255	0,259	0,263	0,271	0,278	0,285	0,292	0,065	0,939	95
1,00	0,232	0,237	0,241	0,246	0,250	0,254	0,258	0,266	0,273	0,280	0,287	0,063	0,941	1,00
10	0,227	0,232	0,236	0,241	0,245	0,249	0,253	0,261	0,268	0,275	0,282	0,062	0,942	10
20	0,222	0,227	0,231	0,236	0,240	0,244	0,248	0,256	0,263	0,270	0,277	0,061	0,943	20
30	0,217	0,222	0,226	0,231	0,235	0,239	0,243	0,251	0,258	0,265	0,272	0,060	0,944	30
40	0,212	0,217	0,221	0,226	0,230	0,234	0,238	0,246	0,253	0,260	0,267	0,059	0,944	40
1,50	0,207	0,212	0,216	0,221	0,225	0,229	0,233	0,241	0,248	0,255	0,262	0,058	0,945	1,50
60	0,205	0,209	0,214	0,218	0,223	0,227	0,231	0,238	0,246	0,253	0,260	0,057	0,946	60
70	0,202	0,207	0,211	0,216	0,220	0,224	0,228	0,236	0,243	0,250	0,257	0,056	0,947	70
80	0,200	0,204	0,209	0,213	0,218	0,222	0,226	0,233	0,241	0,248	0,255	0,056	0,947	80
90	0,197	0,202	0,206	0,211	0,215	0,219	0,223	0,231	0,238	0,245	0,252	0,055	0,948	90
2,00	0,195	0,199	0,204	0,208	0,213	0,217	0,221	0,228	0,236	0,243	0,250	0,054	0,949	2,00
20	0,192	0,197	0,201	0,206	0,210	0,214	0,218	0,226	0,233	0,240	0,247	0,053	0,950	20
40	0,190	0,194	0,199	0,203	0,208	0,212	0,216	0,223	0,231	0,238	0,245	0,052	0,951	40
60	0,187	0,192	0,196	0,201	0,205	0,209	0,213	0,221	0,228	0,235	0,242	0,050	0,952	60
80	0,185	0,189	0,194	0,198	0,203	0,207	0,211	0,218	0,226	0,233	0,240	0,049	0,953	80
3,00	0,182	0,187	0,191	0,196	0,200	0,204	0,208	0,216	0,223	0,230	0,237	0,048	0,955	3,00

Note. Der Widerstand r_0 kann sich bei exacten Maschinen (namentlich aber bei leichteren Schwungrädern) um ein Beträchtliches (vielleicht um 25%), μ jedoch kaum erheblich geringer gestalten, als die obigen Ansätze, welche eine gewisse Sicherheit der Berechnung, ein mässiges „Zugeben" anstreben.

Tab. V. A.

Dampf-Consum der Zweicylinder-Auspuff-Maschinen

mit Expans.-Steuerung nach Meyer, Corliss od. dgl. im Mittel zwischen ausgiebig geheiztem und nicht geheiztem Receiver, bezw. für bloss äusserlich geheizten Receiver.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i pro indic. Pfdk. und Stde. in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
p = 8	8,32	7,98	7,80	7,80	7,99	.	.	.
8½	8,16	7,80	7,59	7,56	7,69	.	.	.
9	8,00	7,62	7,37	7,32	7,39	7,69	.	.
9½	7,84	7,44	7,16	7,08	7,09	7,31	.	.
p = 10	7,69	7,25	6,94	6,84	6,79	6,93	7,07	.
11	7,54	7,10	6,75	6,62	6,54	6,61	6,72	6,93
12	7,40	6,96	6,56	6,41	6,29	6,30	6,37	6,50
13	7,30	6,84	6,41	6,24	6,11	6,08	6,16	6,25
14	7,21	6,72	6,26	6,08	5,93	5,86	5,95	6,01
Mit Coulisse mehr um	7 %	8 %	9 %	11 %	12 %	13 %	14 %	15 %

Bei ausgiebiger Heizung kann C_i um 4 bis 7 % geringer, bei mangelnder Heizung um ebensoviel grösser angenommen werden.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i''

pro indic. Pfdk. und Stunde in Kgr.

(mit dem Correct.-Coëffic. des unteren Tabellchens zu multiplicieren.)

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06
p = 8	3,36	3,66	4,25	4,76	5,60	.	.	.
8½	3,27	3,53	4,06	4,53	5,30	.	.	.
9	3,18	3,40	3,87	4,30	5,00	5,98	.	.
9½	3,09	3,26	3,68	4,07	4,69	5,56	.	.
p = 10	3,00	3,13	3,49	3,84	4,39	5,15	5,72	.
11	2,86	2,96	3,26	3,56	4,02	4,64	5,15	5,84
12	2,71	2,79	3,02	3,27	3,66	4,13	4,58	5,13
13	2,63	2,68	2,87	3,08	3,41	3,84	4,22	4,70
14	2,55	2,58	2,72	2,88	3,17	3,56	3,86	4,28

Für Coulissen-Steuerung sind die tabellarischen Ansätze um etwa 10 % zu erhöhen. Für ausgiebige Heizung und ebenso für mangelnde Heizung des Receivers können diese Ansätze ungeändert beibehalten werden, vorausgesetzt, dass der Hochdruckcylinder **in jedem Falle** ein Dampfhemd besitzt.

Corrections-Coëfficient für den Abkühlungsverlust C_i'' bei dem jeweiligen Hubverhältnisse $l':D'$ und bei der jeweiligen Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ des Hochdruckcylinders.

Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
$l':D'$ = 0,6	0,56	0,58	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,71	0,73	0,75
0,8	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78
1,0	0,68	0,70	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82
$l':D'$ = 1,2	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
1,4	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89
1,6	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93
1,8	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96
2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Fortsetzung a. f. S.

3. Dampflässigkeits-Verlust C_i''' siehe Tab. V'. S. 47.

Tab. V. B.

Dampf-Consum der Dreicylinder-Condens.-Maschinen

(als Dreimal-Expansions-Maschinen)
im Mittel zwischen ausgiebig geheizten und nicht geheizten Receivern,
bezw. für bloss **äusserlich geheizte** Receiver.

1. Nutzbarer Dampfverbrauch C_i' pro indic. Pfdk. und Stde. in Kgr.

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
p = 8	4,95	4,64	4,48	4,31	4,15	3,95	3,84	3,74	3,62	3,47
8½	4,92	4,61	4,45	4,28	4,12	3,92	3,81	3,71	3,59	3,44
9	4,89	4,58	4,42	4,25	4,09	3,89	3,78	3,68	3,56	3,41
9½	4,86	4,55	4,39	4,22	4,06	3,86	3,75	3,65	3,53	3,38
p = 10	.	4,53	4,37	4,20	4,03	3,82	3,73	3,62	3,49	3,34
11	.	4,49	4,32	4,15	3,99	3,78	3,69	3,58	3,45	3,30
12	.	4,46	4,28	4,11	3,95	3,74	3,65	3,54	3,41	3,27
13	.	4,43	4,26	4,09	3,93	3,72	3,63	3,52	3,40	3,26
14	.	4,41	4,24	4,07	3,91	3,70	3,61	3,51	3,39	3,26

Bei ausgiebiger Heizung kann C_i' um 6 bis 8% geringer, bei mangelnder Heizung um ebensoviel grösser angenommen werden.

2. Werthe von $\sqrt{c}\ C_i''$ zur Bestimmung des Abkühlungs-Verlustes C_i''

pro indic. Pfdk. und Stde. in Kgr.
(mit dem Correct.-Coëffic. des unteren Tabellchens zu multiplicieren).

Füllung $\frac{l_1}{l}$ = (reduc.)	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	0,02
p = 8	2,44	2,54	2,62	2,74	2,93	3,18	3,36	3,62	3,88	4,27
8½	2,40	2,48	2,55	2,66	2,83	3,07	3,25	3,49	3,74	4,12
9	2,36	2,41	2,47	2,58	2,73	2,96	3,13	3,36	3,60	3,97
9½	2,32	2,35	2,40	2,50	2,63	2,85	3,02	3,23	3,46	3,81
p = 10	.	2,28	2,32	2,41	2,54	2,74	2,90	3,09	3,33	3,65
11	.	2,20	2,22	2,30	2,42	2,60	2,74	2,91	3,15	3,45
12	.	2,13	2,13	2,19	2,29	2,45	2,59	2,74	2,96	3,25
13	.	2,07	2,07	2,13	2,21	2,36	2,49	2,63	2,84	3,12
14	.	2,01	2,02	2,06	2,13	2,27	2,38	2,52	2,73	2,99

Für ausgiebige Heizung und eben so für mangelnde Heizung der beiden Receiver können die tabellarischen Ansätze ungeändert beibehalten werden, vorausgesetzt, dass der Hochdruck-Cylinder **in jedem Falle** ein Dampfhemd besitzt.

Fortsetzung des Correct.-Coëffic. für C_i''.

Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,3	0,25	0,20	0,15	0,125
l' : D' = 2,0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2,2	1,06	1,06	1,06	1,05	1,05	1,05	1,05	1,04	1,04	1,04
2,4	1,13	1,12	1,11	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,07
2,6	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,14	1,13	1,12	1,11
2,8	1,25	1,24	1,23	1,21	1,20	1,19	1,18	1,17	1,15	1,14
l' : D' = 3,0	1,32	1,30	1,28	1,26	1,25	1,24	1,23	1,21	1,19	1,18
3,5	1,47	1,45	1,43	1,40	1,37	1,36	1,34	1,31	1,29	1,27
4,0	1,63	1,60	1,57	1,53	1,50	1,48	1,45	1,42	1,38	1,36
4,5	1,79	1,75	1,71	1,66	1,62	1,60	1,56	1,52	1,48	1,45
5,0	1,95	1,90	1,85	1,79	1,75	1,72	1,68	1,63	1,58	1,54

Werthe von $\sqrt{c}$ und $\frac{1}{\sqrt{c}}$ siehe Tab. VI. S. 48 und 49.

3. **Dampfnässigkeits-Verlust** C_i''' siehe Tab. V'. S. 47.

Vergleichungs-Tabelle

für **alle Verbundmaschinen.** (Zu S. 22 und S. 72—74.)

Cylindervolumen-Verhältnisse (nebst Füllung $\frac{l_1'}{l'}$ des Hochdruckcylinders) für die **gleichmässige Vertheilung der Expansion** auf die Dampfcylinder.

A. **Condens.**-Maschinen mit **zweimaliger** Expansion. (Zu S. 22.)

$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{v}{V} = \sqrt{\frac{l_1}{l}}$$

p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$
	0,130	0,361	5	**0,100**	0,316		**0,070**	0,265
	0,128	358		**0,098**	313		**0,068**	261
4	**0,126**	355		**0,096**	310		**0,066**	257
	0,124	352		**0,094**	307		**0,064**	253
	0,122	349		**0,092**	303	8	**0,062**	249
	0,120	0,346		**0,090**	0,300		**0,060**	0,245
	0,118	344		**0,088**	297		**0,058**	241
	0,116	341		**0,086**	293	9	**0,056**	237
	0,114	338	6	**0,084**	290		**0,054**	232
	0,112	335		**0,082**	286		**0,052**	228
	0,110	0,332		**0,080**	0,283	10	**0,050**	0,224
	0,108	329		**0,078**	279		**0,048**	219
	0,106	326		**0,076**	276		**0,046**	214
	0,104	322		**0,074**	272		**0,044**	210
	0,102	319	7	**0,072**	268		**0,042**	205
5	**0,100**	0,316		**0,070**	0,265		**0,040**	0,200

B. **Auspuff**-Maschinen mit **zweimaliger** Expansion. (Zu S. 72.)

$$\frac{l_1'}{l} = \frac{v}{V} = \sqrt{\frac{l_1}{l}}$$

p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt{\frac{l_1}{l}}$
	0,25	0,500		**0,130**	0,361	15	**0,100**	0,316
	0,24	490		**0,128**	358		**0,098**	313
	0,23	480	12	**0,126**	355		**0,096**	310
7	**0,22**	469		**0,124**	352		**0,094**	307
	0,21	458		**0,122**	349		**0,092**	303
	0,20	0,447		**0,120**	0,346		**0,090**	0,300
8	**0,19**	436		**0,118**	344		**0,088**	297
	0,18	424	13	**0,116**	341		**0,086**	293
9	**0,17**	412		**0,114**	338		**0,084**	290
	0,16	400		**0,112**	335		**0,082**	286
10	**0,150**	0,387		**0,110**	0,332			
	0,145	381	14	**0,108**	329			
	0,140	374		**0,106**	326			
11	**0,135**	367		**0,104**	322			
	0,130	361		**0,102**	319			

Zu A und B. Stets giltige Regel: $\frac{l_1'}{l'}\,\frac{v}{V} = \frac{l_1}{l}$

Zu A, B und C. Die Ansätze der Admissions-Spannung p (circa) gelten beiläufig für mittelmässig hohe (günstigste) Expansion und dienen nur als oberflächliche Anhaltspunkte. Genaueres hierüber enthalten die betreffenden Tabellen auf S. **22** und S. **72—74,** welche die Cylindervolumen-Verhältnisse der Verbundmaschinen von anderen Gesichtspunkten (gleichmässige Arbeitsvertheilung etc.) angeben und durch die vorstehenden Tabellen A, B, C ergänzt werden. — Die gleichmässig vertheilte Füllung (resp. Expansion) gibt

C. **Condens.**-Maschinen mit **dreimaliger** Expansion.*) (Zu S. **73, 74.**)

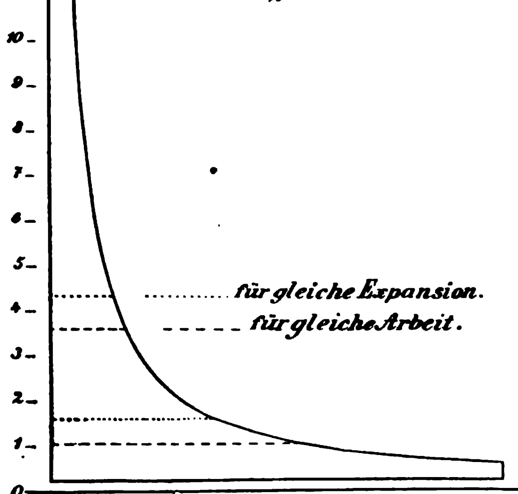
$$\frac{l_1'}{l'} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_2}{V} = \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}; \quad \frac{v_1}{V} = \sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)^2}$$

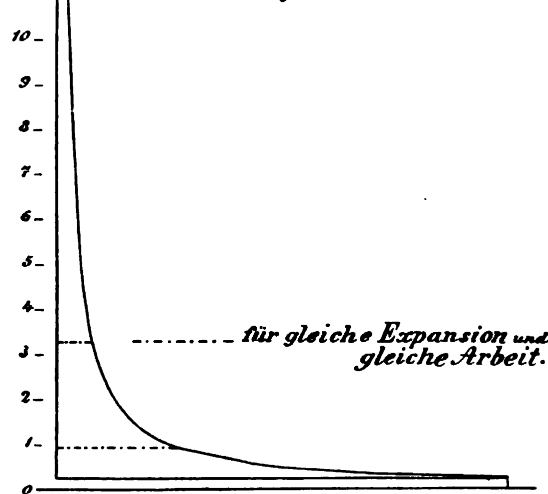
p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)^2}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)^2}$	p ca.	$\frac{l_1}{l}$ reduc.	$\sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$	$\sqrt[3]{\left(\frac{l_1}{l}\right)^2}$
	0,080	0,431	0,186	10	**0,050**	0,368	0,1357		**0,035**	0,327	0,1070
	0,078	427	183		**0,049**	366	1339		**0,034**	324	1049
	0,076	424	179		**0,048**	363	1321	15	**0,033**	321	1029
	0,074	420	176		**0,047**	361	1302		**0,032**	317	1008
	0,072	416	173	11	**0,046**	358	1284		**0,031**	314	0987
	0,070	0,412	0,170		**0,045**	0,356	0,1265		**0,030**	0,311	0,0965
	0,068	408	167		**0,044**	353	1246		**0,029**	307	0944
	0,066	404	163		**0,043**	350	1227		**0,028**	304	0922
	0,064	400	160	12	**0,042**	348	1208		**0,027**	300	0900
8	**0,062**	396	157		**0,041**	345	1189		**0,026**	296	0878
	0,060	0,391	0,153		**0,040**	0,342	0,1170		**0,025**	0,292	0,0855
	0,058	387	150	13	**0,039**	339	1150		**0,024**	288	0832
9	**0,056**	383	146		**0,038**	336	1130		**0,023**	284	0809
	0,054	378	143		**0,037**	333	1110		**0,022**	280	0785
	0,052	373	139	14	**0,036**	330	1090		**0,021**	276	0761
10	**0,050**	0,368	0,136		**0,035**	0,327	0,1070		**0,020**	0,271	0,0737

*) v_1 Volumen des Hochdruck-Cylinders; v_2 Volumen des Mitteldruck-Cylinders; V Volumen des Niederdruck-Cylinders.

$\frac{l_1}{l}$ reducierte Füllung (nebst V gegebene Grösse).

Stets giltige Regel: $\frac{l_1'}{l_1} \frac{v_1}{v_2} \frac{v_2}{V} = \frac{l_1}{l}$

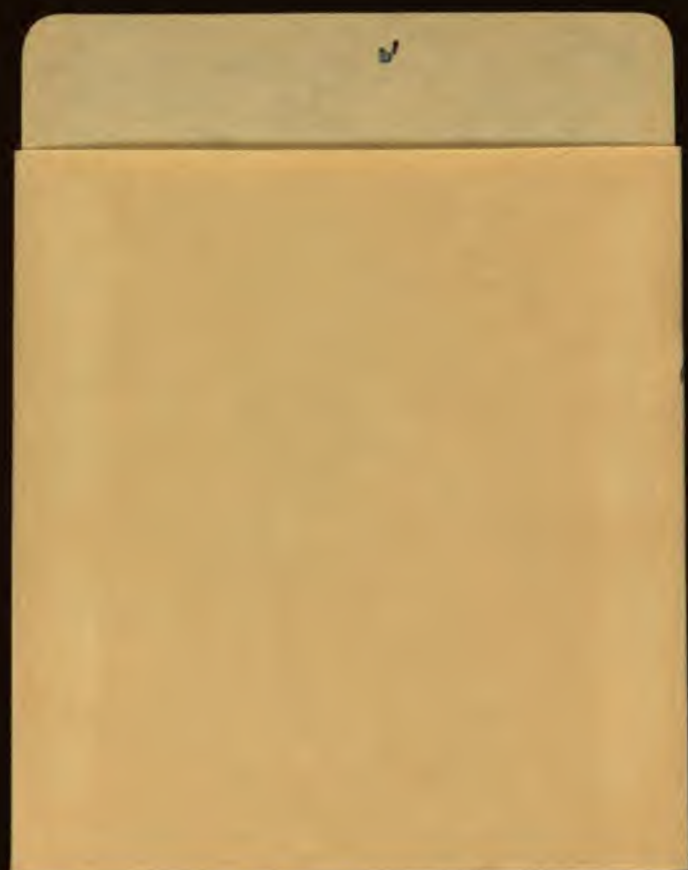




nur in dem idealen Falle, dass auch in dem Niederdruckcylinder bis zu der Ausströmungs-Spannung (zu einer Spitze des Indicator-Diagramms) expandiert wird und die Receiver sehr gross sind, zugleich die gleichmässige Vertheilung der Arbeit au die Dampfcylinder, welche Arbeitsvertheilung in allen andern Fällen ein grösseres v (resp. v_1 und v_2) erfordert. Siehe Figur.

Einzelne Angaben über die gleichmässig vertheilte Expansion erscheinen in den genannten Tabellen S. **22** und **72–74** unter dem Schlagworte der gleichen Arbeitsvertheilung auf die Quadranten bezw. Sextanten der Compoundmaschinen bei sehr grossen Receivern und (gedachter) sehr hoher Expansion und sind sodann mit den Angaben für die gleiche Arbeit der Dampfcylinder entsprechend combiniert


89089672182
B89089672182A




89089672182
b89089672182a